

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra energetiky**

**Návrh mezipřehříváku páry pro kotel na spalování  
komunálních odpadů**

**Design of an Intermediate Superheater of Steam for a Boiler for  
Combustion of Municipal Waste**

**Student:**  
**Vedoucí diplomové práce:**

**Bc. Jan Janša**  
**doc. Ing. Ladislav Vilimec**

**Ostrava 2012**

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Janša**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Návrh mezipřehříváku páry pro kotel na spalování komunálních odpadů**  
**Design of an Intermediate Superheater of Steam for a Boiler for**  
**Combustion of Municipal Waste**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši na spalování komunálních odpadů se zaměřením na chloridovou korozi.
2. Proveďte diskuzi možných provedení těchto kotlů se zvýšenou elektrickou účinností parního oběhu.
3. Vypracujte schéma kotle s mezipřehřívákem páry.
4. Stanovte výpočtové parametry parního oběhu.
5. Stanovte výpočtové parametry mezipřehříváku, proveďte porovnání výroby a spotřeby elektřiny.
6. Vypracujte výpočtový projekt mezipřehříváku.
7. Vypracujte schéma regulace.

Seznam doporučené odborné literatury:


DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Skripta ČVUT Praha, 2002. ISBN 80-01-02591-8.  
VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Skripta VŠB TU Ostrava, 2008.  
ISBN 978-80-248-1853-5.  
[WWW.fs.vsb.cz/euprojekty/414](http://WWW.fs.vsb.cz/euprojekty/414)

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

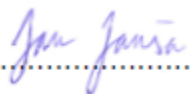


  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 17.5.2012

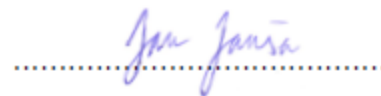
A handwritten signature in blue ink, reading "Jan Janiš", is written over a horizontal dotted line.

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 dst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 17.5.2012



Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Janša

Adresa trvalého pobytu autora práce:

OSTRAVA, HRABOVÁ  
MLYNÁŘSKÁ 73/22  
okr. OSTRAVA-MĚSTO



## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

JANŠA, J. *Návrh mezipřehříváku páry pro kotel na spalování komunálních odpadů: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 152 s. Vedoucí práce: Vilimec, L.

Diplomová práce v úvodu popisuje proces spalování komunálních odpadů (KO) včetně jeho specifík. Dále uvádí přehled o možnostech zvyšování elektrické účinnosti spaloven KO. V hlavní části se práce zabývá volbou koncepce mezipřehříváku a výpočtem jeho rozměrů; a volbou způsobu jeho regulace a jejím návrhem. Součástí je návrh použití navrženého mezipřehříváku pro vybranou spalovnu KO. Jsou vypočteny tlakové ztráty mezipřehříváku a porovnán elektrický výkon u jednotlivých variant. Na závěr je provedeno vyhodnocení jednotlivých variant umístění s ohledem na nejlepší využití energie KO. V rámci práce je vypracována výkresová dokumentace vybrané varianty mezipřehříváku.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

JANŠA, J. *Design of an Intermediate Superheater of Steam for a Boiler for Combustion of Municipal Waste: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 152 p. Thesis head: Vilimec, L.

Thesis describes the process of incineration of municipal waste (MW) in the introduction, including its specifics. It also provides a possibilitiesoverview of raising electrical efficiency of MW incinerators. The main part of the thesis deals with the choice of Intermediate Superheater concept and calculations of its dimensions; and the choice and design of its regulation. Proposal of usage of the designed Intermediate Superheater for the selected MW incinerator is also part of the thesis. Pressure losses of the designed Intermediate Superheater are calculated and there is a comparison of electrical power for various options. Finally, the evaluation of various positions of the Intermediate Supereheater within the MW incineratot is made, to find out the best usage of MW energy. The drawings of selected variant were also created as a part of the thesis.

#### Poděkování:

Vedoucímu práce doc. Ing. Ladislavu Vilimci děkuji nejen za skvělou odbornou pomoc, ale také za objektivní připomínky a povzbuzování.

# Obsah

Seznam zkratk	1
Seznam použitých symbolů	2
1. Úvod	4
2. Rešerše	5
2.1 Spalování komunálních odpadů	5
2.2 Chloridová koroze při spalování komunálních odpadů	14
3. Provedení kotlů se zvýšenou účinností transformace primární energie TKO	16
3.1 Potřeba zvyšování účinností transformace primární energie TKO	16
3.2 Zvyšování účinnosti obecného jednoduchého parního oběhu	17
3.3 Alternativní postupy v oblasti konstrukčního provedení kotle	20
4. Schéma kotle na spalování TKO s mezipřehřívákem páry	23
5. Výpočtové parametry mezipřehříváku	24
5.1 Výpočet tepelného výkonu mezipřehříváku páry	25
6. Volba koncepce mezipřehříváku	27
6.1 Volba uspořádání trubek a teplosměnné plochy	27
6.2 Výběr průměru trubek a rychlosti proudění	28
6.3 Určení rozměrů ohybu výměníku	35
7. Výpočet rozměrů vodorovného výměníku	40
7.1 Výpočet součinitele prostupu tepla u vodorovných trubek	40
7.2 Výpočet délky trubek pro vodorovné uspořádání	57
7.3 Celkové rozměry vodorovného výměníku	60
8. Výpočet rozměrů svislého výměníku	61
8.1 Výpočet součinitele prostupu tepla u svislých trubek	61
8.2 Výpočet celkové délky trubek pro svislé uspořádání	67
8.3 Celkové rozměry svislého výměníku	71
9. Regulace	72
9.1 Zadané hodnoty pro výpočet tepelného výkonu pro 70 % průtok	73
9.2 Výpočet tepelného výkonu mezipřehříváku páry pro 70 % průtok páry	74
9.3 Teplota mezipřehřívákové páry při 70 % průtoku bez regulace	75
9.4 Volba způsobu regulace	81
9.5 Volba uspořádání mezipřehříváku páry (volba počtu svislých výměníků)	82
9.6 Kontrola maximální výšky hladiny kondenzátu	84
9.7 Výpočet výšky hladiny kondenzátu	92
10. Určení tvaru mezipřehříváku	97
10.1 Alternativa I. – Uložení na přívodním a odvodním potrubí mezipřehřívákové páry	97
10.2 Alternativa II. – Mezipřehřívák je uložen na nosné konstrukci	101
11. Návrh použití navrženého mezipřehříváku pro vybranou spalovnu SKO	104
11.1 Schéma umístění mezipřehříváku ve spalovně	115

12.	Tlaková ztráta mezipřehříváků.....	117
12.1	Tlakové ztráty potrubí mezipřehřáté páry od mezipřehříváků k NT turbíně .....	117
12.2	Tlakové ztráty potrubí mezipřehříváné páry od VT turbíny k mezipřehříváku .....	123
12.3	Tlaková ztráta průchodem přes mezipřehřívák páry .....	127
12.4	Celková tlaková ztráta na straně mezipřehříváné páry.....	141
13.	Porovnání čistých elektrických výkonů obou variant .....	142
13.1	Elektrický výkon NT turbíny u koncepce společnosti AEB .....	142
13.2	Elektrický výkon NT turbíny při použití navrženého mezipřehříváku páry .....	145
13.3	Porovnání elektrických výkonů jednotlivých variant.....	147
14.	Závěr .....	148
15.	Seznam použité literatury.....	150
16.	Seznam příloh.....	152

## **Seznam zkratek**

ČR	Česká Republika
EU	Evropská unie
KO	Komunální odpady
MŽP	Ministerstvo životního prostředí
NT	Nízkotlaká turbína
VT	Vysokotlaká turbína
POH	Plán odpadového hospodářství
SKO	Směsné komunální odpady
TKO	Tuhý komunální odpad

## Seznam použitých symbolů

$H$	[m]	dopravní výška čerpadla
$L$	[m]	délka
$Nu$	[–]	Nusseltovo kritérium
$P$	[W]	celkový čistý výkon NT parní turbíny
$P_{1č}$	[W]	příkon jednoho čerpadla
$P_č$	[W]	výkon čerpadla
$Pe$	[–]	Pécletovo kritérium
$Pr$	[–]	Prandtlovo kritérium
$P_t$	[W]	elektrický výkon NT parní turbíny
$Q$	[W]	tepelný výkon
$Re$	[–]	Reynoldsovo kritérium
$S$	[m <sup>2</sup> ]	plocha
$S_c$	[m <sup>2</sup> ]	celková plocha potřebná pro zvolenou rychlost
$S_{pa}$	[m <sup>2</sup> ]	průtočný průřez pro páru
$S_{tr}$	[m <sup>2</sup> ]	vnitřní plocha trubky zvoleného průměru
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> · s <sup>–1</sup> ]	objemový průtok
$Y$	[J · kg <sup>–1</sup> ]	specifická energie čerpadla
$d_1$	[m]	vnitřní průměr
$d_2$	[m]	vnější průměr
$d_e$	[m]	ekvivalentní průměr
$d_n$	[m]	vnitřní normalizovaný průměr
$d_{stř}$	[m]	střední průměr
$g$	[m · s <sup>–2</sup> ]	normální tíhové zrychlení
$i$	[J · kg <sup>–1</sup> ]	měrná entalpie
$k$	[W · m <sup>–2</sup> · K <sup>–1</sup> ]	součinitel prostupu tepla
$\dot{m}$	[kg · s <sup>–1</sup> ]	hmotnostní průtok
$n_{tr}$	[–]	počet trubek
$p$	[Pa], [bar]	tlak
$r$	[J · kg <sup>–1</sup> ],	výparné teplo při tlaku páry ve výměníku
$s$	[J · kg <sup>–1</sup> · K <sup>–1</sup> ]	měrná entropie
$t$	[°C]	teplota
$t_w$	[°C]	teplota vnějšího povrchu stěny trubky
$\bar{t}_{kon}$	[°C]	střední teplota vrstvy kondenzátu
$\dot{v}$	[m <sup>3</sup> · kg <sup>–1</sup> ]	měrný objem páry
$w$	[m · s <sup>–1</sup> ]	rychlost proudění média
$w_n$	[m · s <sup>–1</sup> ]	rychlost páry v parovodu normalizovaného průřezu

$x$	$[-]$	suchost
$\Delta p$	$[\text{Pa}], [\text{bar}]$	změna tlaku
$\Delta p_{1\text{tř}}$	$[\text{Pa}]$	tlaková ztráta třením jednoho metru trubky (parovodu)
$\Delta p_{\text{in},C}$	$[\text{Pa}]$	celkové tlakové ztráty parovodu k mezipřehříváku
$\Delta p_m$	$[\text{Pa}]$	místní tlaková ztráta
$\Delta p_{MP}$	$[\text{Pa}]$	celková tlaková ztráta tělesa mezipřehříváku
$\Delta p_{\text{out},C}$	$[\text{Pa}]$	celkové tlakové ztráty parovodu k NT turbíně
$\Delta p_{\text{tř}}$	$[\text{Pa}]$	tlaková ztráta třením trubky
$\Delta t$	$[\text{°C}]$	teplotní rozdíl
$\Delta t_{\text{stř}}$	$[\text{°C}]$	střední logaritmický teplotní rozdíl
$\alpha$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
$\beta$	$[1 \cdot \text{K}^{-1}]$	teplotní objemová roztažnost
$\delta_{\text{st}}$	$[\text{m}]$	tloušťka stěny trubky
$\eta_c$	$[-]$	celková účinnost čerpadla
$\eta_{\text{mel}}$	$[-]$	mechanická účinnost turbíny a elektrického generátoru
$\eta_{\text{td}}$	$[-]$	termodynamická účinnost parní turbíny
$\lambda$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
$\lambda_{\text{st}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti stěny trubky
$\mu$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}]$	součinitel dynamické viskozity
$\nu$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	součinitel kinematické viskozity
$\xi$	$[-]$	součinitel místní tlakové ztráty
$\rho$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota

#### Seznam indexů a pomocných symbolů

$C$	studená větev výměníku
$H$	teplá větev výměníku
$\text{in}$	vstup do výměníku
$\text{out}$	výstup z výměníku
$\text{pa}$	pára na mezi sytosti
$\text{st}$	stěny
$\text{stř}$	střední
$\text{vo}$	voda na mezi sytosti
$w$	vnější povrch stěny
$-$	střední

# 1. Úvod

Důvodem pro energetické využívání odpadů je snaha omezit množství ukládaného komunálního odpadu na skládky, popřípadě získání energie obsažené v odpadu, avšak ne na úkor předcházení tvorby odpadu a primární separace.

Podstatou práce je návrh mezipřehříváku páry pro kotel spalující komunální odpady, který není jako obvykle otápěn spaliny, ale sytou parou z parního bubnu.

Toto řešení je zvoleno podle spalovny Waste Fired Power Plant společnosti AEB, jejímž unikátním rysem je čistá elektrická účinnost, která dosahuje 30 %, což představuje významné vylepšení ve srovnání s velmi dobrým evropským průměrem, který činí 24 %. [1] Vysoká elektrická účinnost je umožněna díky mnoha inovacím, mezi které patří i použití syté páry k mezipřehřívání páry.

Potřeba zvyšování účinnosti využití primární energie TKO vyplývá z požadavku *Směrnice evropského parlamentu a rady*, která zavádí parametr účinnosti celého zařízení (Energy efficiency)  $\eta_e$ . Podle hodnoty tohoto kritéria energetické účinnosti je zařízení zařazeno buď do kategorie *zařízení pro energetické využívání TKO*, nebo pouze do kategorie *zařízení na odstraňování TKO*. [2] Dalším důvodem tlaku na zvyšování elektrické účinnosti je, že po dlouhé době MŽP ČR přehodnotilo svůj dlouholetý odmítavý postoj k zařazení energetického využití tuhého komunálního odpadu do systému hospodaření s komunálním odpadem [3], což vede dodavatelské firmy ke snaze ještě více zatraktivnit své koncepty spaloven komunálního odpadu.

Význam termického zpracování tuhých komunálních odpadů s využitím energie se bude v budoucnu ještě dále zvyšovat. Jestliže se dnes mluví o energetickém využívání odpadu, v odborných kruzích je diskutována další fáze vývoje, kterou jsou elektrárny s odpady jakožto palivem. Právě pro zařízení, která se budou zaměřovat na výrobu elektrické energie, bude vhodný navržený mezipřehřívák páry.

V samotné diplomové práci bude navrhnout mezipřehřívák páry včetně regulace výstupní teploty mezipřehřívané páry. Dále bude práce obsahovat výkresovou dokumentaci a diskuzi jeho nejlepšího umístění, co se týče odvodu kondenzátu topné páry. Jestli je skutečně nejvhodnější umístění mezipřehříváku páry podle konceptu společnosti AEB, nebo jiné.

Práce by neměla řešit, zda používat mezipřehřívání páry nebo ne. To stejně jako vždy závisí na přesném ekonomickém posouzení dodavatele, ale měla by nastiňovat různé varianty řešení jednotlivých dílčích problémů s odůvodněním vybrané varianty. Aby se dalo z práce vycházet při případném dalším vývoji této koncepce.



## 2. Rešerše

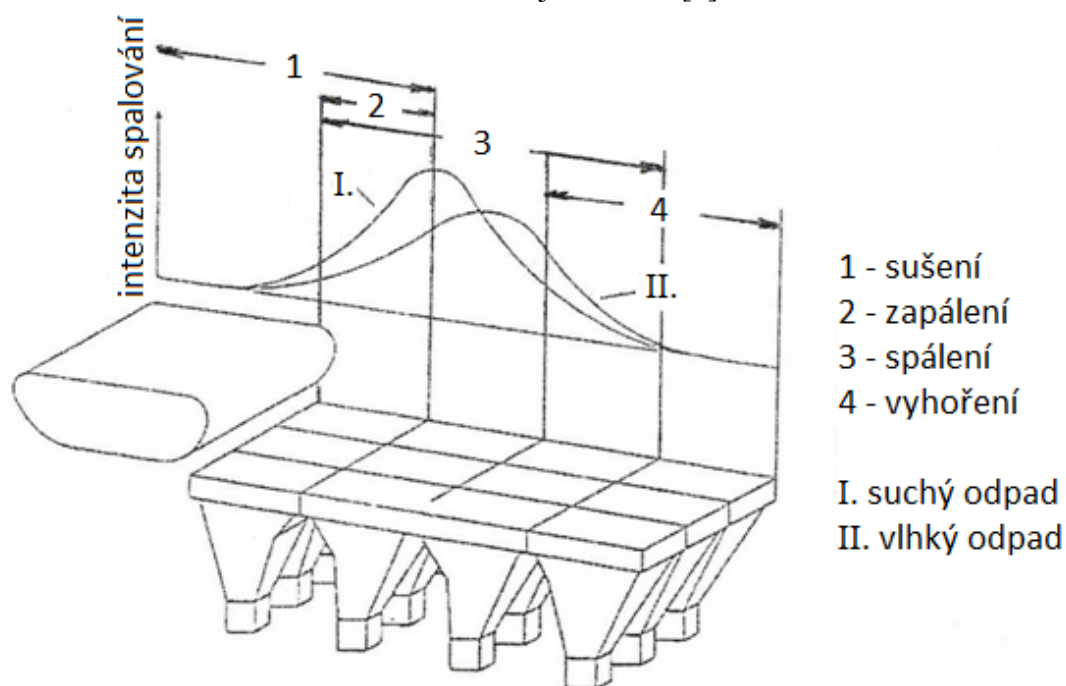
### 2.1 *Spalování komunálních odpadů*

Nejčastěji používanou technologií pro termické zpracování odpadů je spalování. Platí pro něj stejné zákonitosti jako pro spalování jakéhokoliv jiného tuhého paliva. Obecně je spalování oxidačně exotermickou reakcí, která probíhá s nadstechiometrickými podmínkami, tedy s přebytkem vzduchu. Pokud mají odpady dostatečně vysokou výhřevnost, mohou být spalovány samostatně, jinak je ještě potřeba použití přídavného zdroje tepla (např. zemní plyn, apod.). [4]

#### Princip spalování odpadů

„Spalování je chemický proces rychlé oxidace, kterým se přeměňuje chemická energie vázaná ve spalovaném palivu na energii tepelnou.“ [5]

Do ohniště musí být přiváděno palivo s dostatečným obsahem hořlaviny a k němu ve vhodném poměru spalovací vzduch. Samotný proces spalování můžeme rozdělit do jednotlivých zón (částí), jak je uvedeno na obr. 2.1, kde je rozdělení zón při spalování odpadu. Nejprve dochází k sušení paliva v první zóně, snižuje se množství vlhkosti v palivu. V druhé části dochází k uvolňování prchavé hořlaviny a na konci zóny dojde k zapálení paliva. Samotné hoření probíhá ve třetí zóně. Ve čtvrté části, probíhá dohořívání hořlaviny. Průběh spalování velmi podstatně ovlivňuje množství vzduchu přiváděného do jednotlivých zón a neméně i doba setrvání paliva v těchto zónách. Těmito parametry se dá výrazně ovlivnit kvalita hoření a také vznikající emise. [4]



Obr. 2.1. Rozdělení zón při spalování odpadu. [4]

Specifika spalování směsných komunálních odpadů:

- Při spalování odpadů vznikají nebezpečné látky, jedná se jak o plynné emise, tak o tuhé zbytky po spálení, proto je spalování odpadů omezeno různými technologickými postupy a legislativními nařízeními.
- Aby byl schopen sám hořet, musí být výhřevnost směsného komunálního odpadu (SKO) minimálně  $5 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ , pokud tomu tak není, musí být používáno sekundární palivo přiváděné do spalovací komory.
- Pro směsný komunální odpad je charakteristická proměnlivá vlhkost paliva, obsah chlóru a nebezpečných látek.
- Produkce znečišťujících látek ve spalínách závisí na složení spalovaného komunálního odpadu, jehož složení se v průběhu roku mění a může obsahovat i určité množství nebezpečného odpadu.
- Pro spalování odpadů, platí přísné emisní limity.
- Je potřeba dodržovat teplotu a dobu setrvání spalin v dohořivací komoře, která je určena legislativou. Pro spalování SKO je dána teplota  $850^\circ\text{C}$  a doba setrvání minimálně 2 s při obsahu referenčního kyslíku min. 6 %. Při spalování průmyslového odpadu je to min.  $900^\circ\text{C}$  po dobu min. 1 s, obsahuje-li odpad více než 1 %<sub>hm</sub> halogenových organických látek v přepočtu na chlór, pak musí být teplota minimálně  $1100^\circ\text{C}$  a doba setrvání minimálně 2 s. Obsahuje-li odpad při koncentraci  $10 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$  nebo více vysoce stabilní organické látky, musí být teplota minimálně  $1200^\circ\text{C}$  a doba setrvání minimálně 2 s. Referenční obsah kyslíku je vždy minimálně 6 %. [6].

### 2.1.1 Druhy odpadů vhodných pro spalování

Spalování odpadů je nejdéle používanou metodou termické likvidace odpadů. Z tohoto důvodu existuje mnoho zkušeností z provozu a je technicky nejlépe zvládnutá. Zahrnuje různé druhy spalovacích zařízení, a proto je spalování vhodné pro většinu odpadů. Lze spalovat tuhé, kapalné, plynné ale i pastovité odpady. Spalování je vhodné jak pro komunální a průmyslové, tak i pro nebezpečné odpady. V současnosti jde o nejpoužívanější metodu termické likvidace odpadů. Pro spalování odpadů je nejdůležitějším parametrem výhřevnost odpadu, pokud je menší než  $5 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ , odpady by samy nehořely a bylo by nutné dodávat přídatné (sekundární) palivo. V takovém případě je nutné zvážit možnosti použití jiných termických metod, popřípadě zneškodňovat odpady jiným způsobem než termicky. Spalovací zařízení jsou většinou projektována na konkrétní druh odpadu, především na jeho výhřevnost a složení. Spalování odpadu, s jinými parametry než jsou projektované pro dané zařízení, s sebou nese řadu technických

komplikací. Tyto problémy se projevují zvláště u komunálního odpadu, jehož složení se během roku výrazně mění. [7]

### **Výhody a nevýhody spalování odpadů**

Výhody spalování:

- lze likvidovat různé druhy nebezpečných odpadů se sterilním zbytkem po spalování,
- zbytky po spalování mohou být někdy využívány (např. alternativní stavební surovina),
- rychlost likvidace odpadu oproti mnoha létům při skládkování,
- zmenšení objemu (průměrně 20 % až 40 % původního objemu),
- možnost využití k výrobě elektrické energie a pro potřeby centrálního zásobování teplem,
- snížení potřeby primárních zdrojů,
- provozně zvládnutá metoda. [7]

Nevýhody spalování:

- přísné emisní limity pro spalovny a z toho vyplývající vysoké investiční náklady a poté náklady na provoz, údržbu a inovaci technologie čištění spalin,
- obavy z upřednostňování spaloven před důkladnější recyklací,
- odpor veřejnosti,
- uvolňování škodlivých látek do ovzduší,
- filtrační koláče po čištění spalin jsou nebezpečný odpad,
- oproti skládkování vyšší náklady na zneškodnění odpadu,
- problematické celoroční využití tepla po výrobě elektrického proudu,
- z důvodu svozu odpadu zvýšené zatížení dopravní infrastruktury v okolí spalovny. [7]

### 2.1.2 Druhy spalovacích zařízení

Volba vhodného druhu spalovacího zařízení je důležitá pro správné spalování určitého typu odpadu. Zařízení musí zajistit dostatečné promísení odpadů, umožnit dobrý přístup spalovacího vzduchu (v potřebném množství a teplotě) do míst hoření, dostatečnou teplotu a dobu setrvání odpadu ve spalovací komoře nutnou pro jeho dokonalé vyhoření. Hlavní částí spalovacího zařízení je ohniště parního kotle. Společně s ohništěm jsou dalšími částmi parního kotle pomocná zařízení, jako jsou příprava a dávkování paliva (odpadu), zařízení pro dopravu a ohřev spalovacího vzduchu, dopravu spalin kotlem, odstraňování tuhých zbytků po spalování atd. [8]

Základní typy ohnišť pro spalování odpadu:

- Spalování v rotační peci
- Ohniště fluidní
- Roštová ohniště

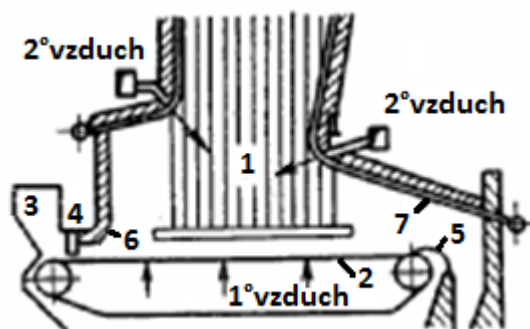
Pro spalování TKO se nejčastěji používají roštová ohniště.

#### Roštová ohniště

Spalování v roštových ohništích je nejstarší a nejjednodušší metoda spalování pevných paliv. Palivo je přiváděno na pevné, nebo pohyblivé rošty, které v sobě mají otvory pro přívod spalovacího vzduchu do ohniště a zároveň dochází tímto vzduchem k chlazení roštu. Pro spalování odpadů jsou vhodné pohyblivé rošty, protože u nich dochází k lepšímu promíchávání paliva a lepšímu přístupu vzduchu, dosahuje se tak vyššího stupně vyhoření odpadu. Hlavní částí roštového ohniště je spalovací prostor, který tvoří boční stěny, přední a zadní klenba, rošt s palivovou násypkou a palivovým hradítkem, škvárový jízek, zařízení pro přívod a regulaci vzduchu a škvárová výsypka (obr. 2.5.). Spalovací rošt se skládá z nosné konstrukce, roštnic, na kterých leží palivo, mechanické rošty jsou vybaveny zařízením pro pohyb roštu. Dále rošt obsahuje zařízení pro rozvod a regulaci primárního spalovacího vzduchu. [8]

Rošt plní při spalování tyto funkce:

- podpírá palivo,
- zajišťuje přívod primárního spalovacího vzduchu,
- umožňuje vysušení paliva, zahřátí a zapálení, hoření a dokonalé vyhoření,
- shromažďuje tuhé zbytky a odvádí je,
- umožňuje regulaci výkonu. [8]



Obr. 2.5. Hlavní části roštového ohniště

1 – spalovací komora, 2 – rošt, 3 – násypka, 4 – hradítko,  
5 – škvárový jízek, 6, 7 – přední a zadní klenba. [8]

Pro spalování odpadů se nejčastěji používají:

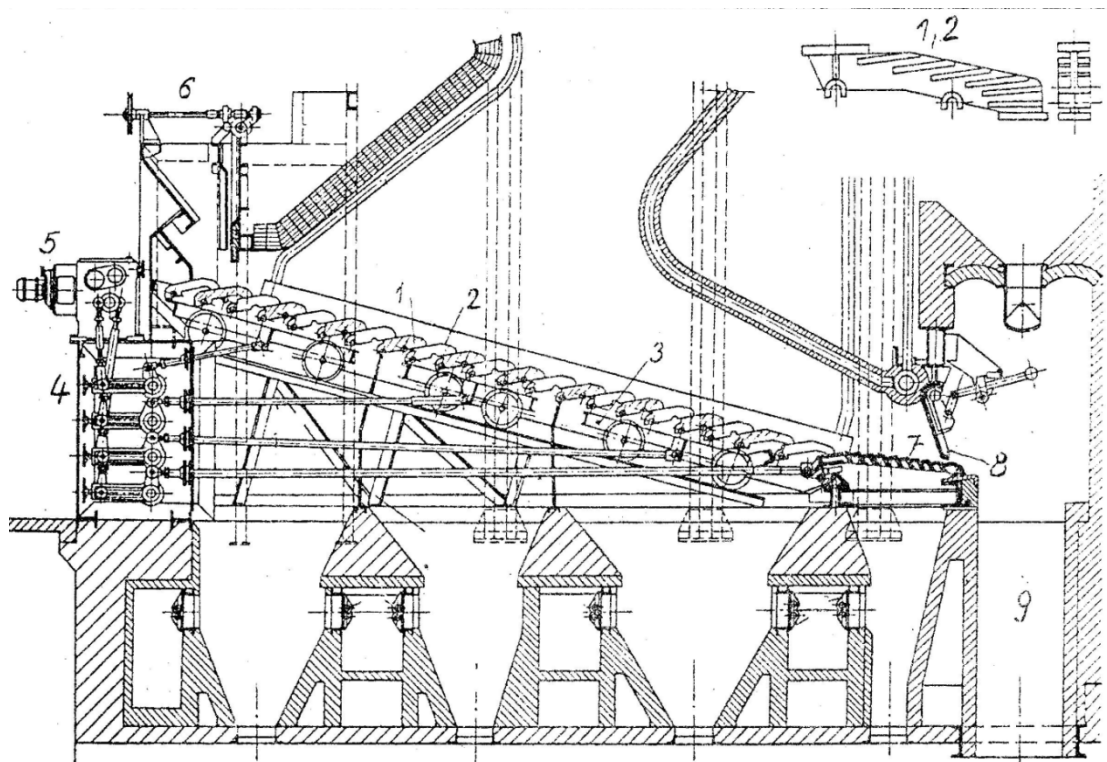
- pásové rošty,
- přesuvné rošty,
- vratisuvné rošty,
- válcové rošty.

*Pásové rošty.*

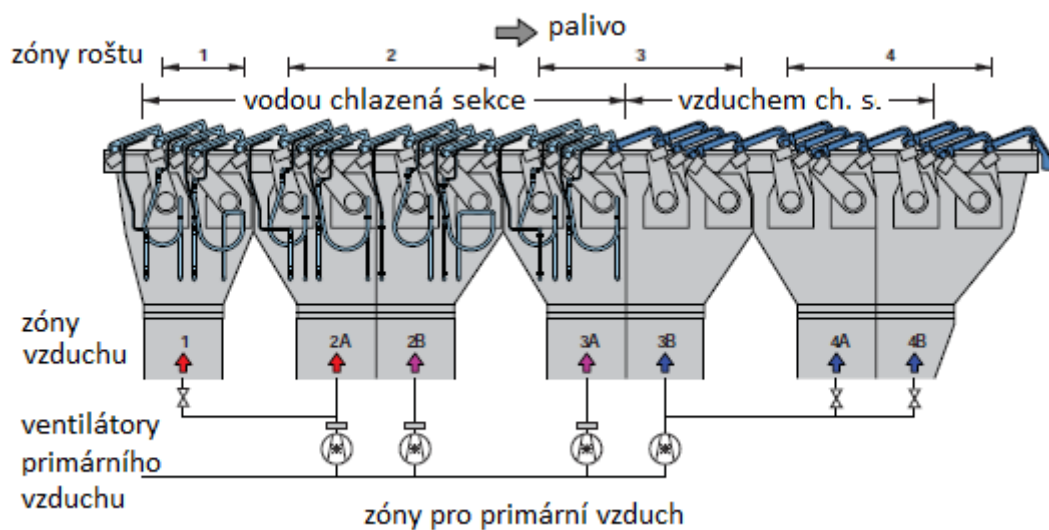
Pásové rošty se skládají z otáčejícího se nekonečného pásu, který tvoří jednotlivé roštnice. Odpad na něm prohořívá na horní ploše, spodní plocha je ochlazována přiváděným spalovacím vzduchem. Nevýhodou tohoto roštu je nedostatečné promíchání odpadu, neboť odpad pouze leží na horní ploše, což negativně ovlivňuje kvalitu hoření. [7]

*Přesuvné rošty.*

Přesuvné rošty jsou složeny z několika vodorovných řad roštnic (stupňů) uspořádaných sestupně za sebou. Většinou bývají všechny sudého stupně pevně připevněny k nosnému rámu, zatímco všechny liché vykonávají střídavý pohyby ve vodorovném směru. Palivo se při přechodu jednotlivými pohyblivými stupni sesouvá ve směru sklonu roštu, zároveň se prolamuje povrch vrstvy paliva a částečně se i promíchává. [9] Skloněný přesuvný rošt je na obrázku 2.6 na obrázku 2.7 je jiný typ přesuvného roštu, který není skloněn.



Obr. 2.6. Přesuvný rošt. [9]

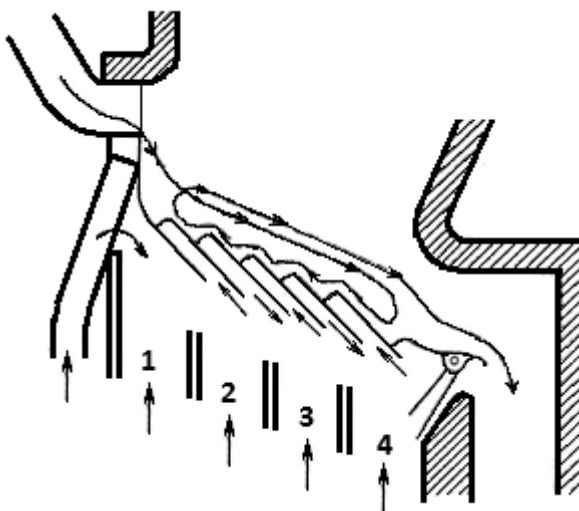


Obr. 2.7. Přesuvný rošt. [1]

### Vratisuvné rošty (typu Martin)

Konstrukce vratisuvných roštů je podobná jako u přesuvných roštů, liší se především uspořádáním roštnic. Palivo ve spalovací komoře gravitační silou klesá směrem dolů, ale roštnice se pohybují proti toku paliva a tím palivo brzdí v pohybu. Spodní žhavá vrstva se vrací zpět od konce roštu ke vstupu čerstvého paliva, které se tak dobře zapálí. Tento rošt dosahuje dlouhé doby setrvání paliva ve spalovací komoře, dobrého promísení paliva

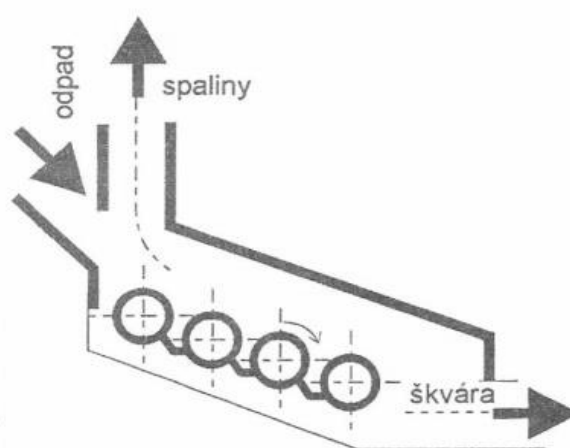
a prohoření celé vrstvy paliva, proto je velice vhodný pro termickou likvidaci TKO. [9]  
Vrativý rošt je na obrázku 2.8.



Obr. 2.8. Vrativý rošt typu Martin. [9]

#### Válcové rošty.

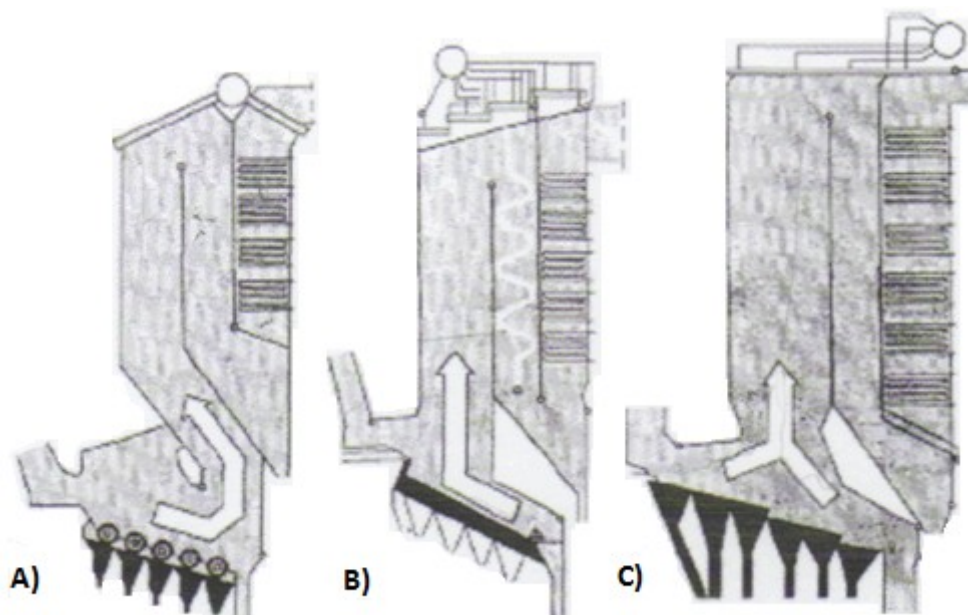
Rošt, jak je vidět na obrázku. 2.9, tvoří několik za sebou stupňovitě uspořádaných válců. Na nejvyšší válec je přiváděno palivo, válce se otáčejí ve stejném směru, tím dochází k přesouvání paliva na další, níže položené válce. Válce se nemusejí otáčet stejnou rychlostí, což se využívá pro regulaci doby setrvání odpadu v jednotlivých zónách při spalování. [7]



Obr. 2.9. Příklad válcového roštu. [7]

### 2.1.3 Popis konstrukce spalovacího zařízení pro spalování odpadů

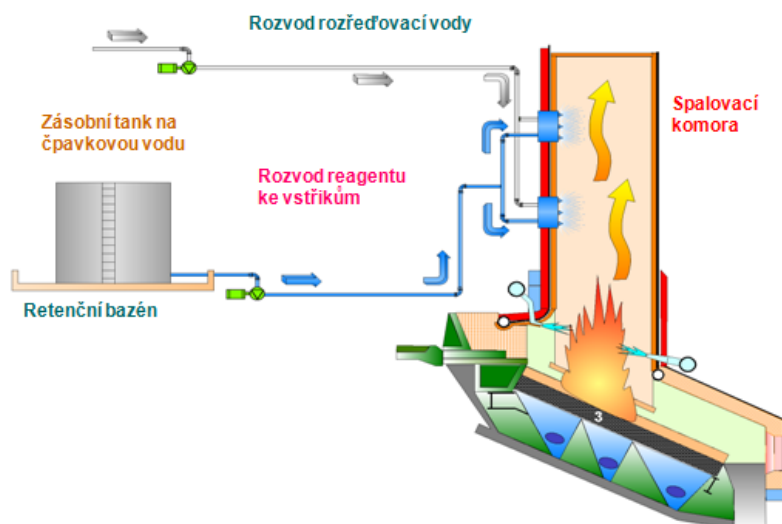
V současnosti je v oblasti energetického využívání odpadů považováno za nejlepší dostupnou technologii (BAT) spalování odpadu na roštu. Používají se různé typy roštů, ale převážně se používají 3 typy konstrukce ohnišť. Použití určité konstrukce ohniště se volí podle průměrné výhřevnosti odpadu, který se bude v daném zařízení spalovat. Pro vysoce výhřevný odpad se používá konstrukce s jednosměrným tokem, pro nízkovýhřevný odpad konstrukce s protiproudým tokem a pro průměrně výhřevný odpad konstrukce se středním proudem viz obrázek 2.10.



*Obr.2.10 Konstrukce ohnišť s A) jednosměrným tokem, B) protiproudým tokem, C) středním proudem. [8]*

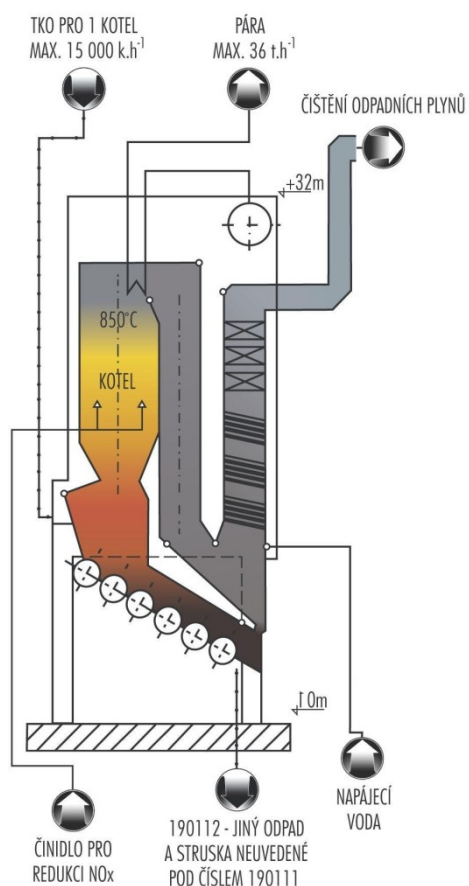
Nad roštem následuje spalovací a dohořívací komora, kde je dosahováno potřebné teploty a zdržení spalin, které požaduje legislativa (pro SKO nejméně 850 °C po dobu nejméně 2 sekund) [6], často je ve spalovací komoře zařazena i selektivní nekatalytická redukce oxidů dusíku (viz obr. 2.11).



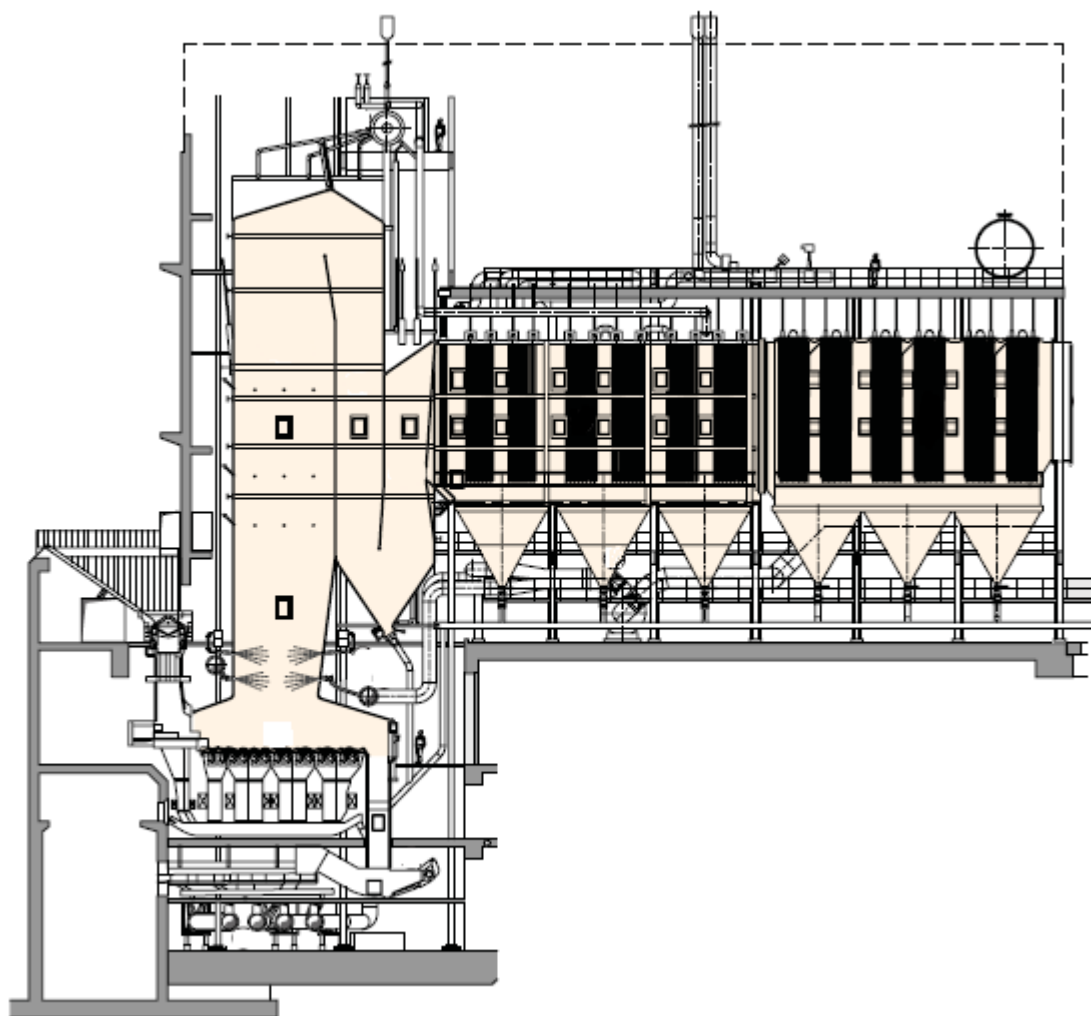


Obr. 2.11. Selektivní nekatalytická redukce  $\text{NO}_x$ . [10]

Dále spaliny pokračují do druhého tahu kotle, který bývá buď bez vložených teplosměnných ploch (přehříváků apod.), nebo s deskovými plochami s větší roztečí. Následuje většinou třetí tah, ve kterém jsou umístěny přehříváky a ohřívák vody či vzduchu, viz obrázek 2.12, někdy je třetí tah kotle volný a přehříváky a ohříváky vody jsou umístěny až dále ve vodorovné části, viz obrázek 2.13. Dále pak jdou spaliny do systému čištění spalin.



Obr. 2.12. Schéma kotle ZEVO Malešice. [11]



*Obr. 2.13. Schéma kotle Waste Fired Power Amsterdam. [1]*

## **2.2 Chloridová koroze při spalování komunálních odpadů**

Korozi lze definovat jako chemickou reakci materiálu (v kotli je to materiál teplosměnných ploch, což je ocel s jednoznačně definovaným složením) s okolím (v případě kotle se spalinami, které mají rovněž definované chemické složení). V palivu obsažený chlor se uvolňuje při spalování a v kotli vyvolává chlorovou korozi, nebo obecně korozi. Její účinky nezávisí jen na množství uvolněného chloru, ale také na lokálních provozních podmínkách, které spolupůsobí při korozi a jsou charakteristické pro mechanismus korozního působení v dané oblasti. U kotlů spalujících TKO obsahují spaliny velké množství chlóru ve formě plynných chloridů, které pod nánosy na plochách kotle překračujících teplotu 450 °C, působí chloridovou korozi, která výrazně snižuje životnost kotle. Proto by teplota páry neměla překračovat teplotu 400 °C, tím je ale omezena účinnost celého zařízení, protože se nepracuje s vysokými parametry páry. [12]

Působení a rychlost koroze závisí obecně na třech základních faktorech:

1. na prostředí (chemickém zatížení), které je definováno podmínkami, za nichž probíhá spalování a chemickým složením paliva,
2. na provozní teplotě teplosměnných ploch, ta je předurčena požadovanými parametry páry, ale je i silně závislá na provozních podmínkách (např. se výrazně uplatňuje vliv nánosů nebo zašpinění ploch, atd.),
3. na vlastnostech materiálu teplosměnných ploch (např. chemické složení, mechanické a tepelné vlastnosti apod.). [12]

Při dimenzování tlakových částí teplosměnných ploch kotle se využívá znalosti mechanismu koroze, díky kterému lze určit úbytek materiálu při korozním napadení za spolupůsobení všech tří uvedených faktorů. V současnosti nejde jednoznačně definovat opatření, která by chloridovou korozi vylučovala nebo by naprosto eliminovala její působení na provoz kotle. Z dosavadních poznatků o mechanismu chloridové koroze a provozních zkušeností jde ale vyvodit určité zásady pro řízení provozu. Jsou to jednak tzv. primární opatření, jež ovlivňují podmínky pro nastartování mechanismu chloridové koroze, nebo ovlivňují její rychlost. Dále jsou to požadavky na konstrukční provedení některých částí kotle, které mohou mít také význam pro tzv. primární opatření (dodržení potřebné teploty stěny, vyloučení redukční atmosféry u povrchu varnic, volba vhodného materiálu trubek, apod.). Nebo tato konstrukční provedení mají podobu pasivních opatření (izolace stěn od spalin vhodnou žáruvzdornou hmotou, místní ochrana trubek před erozí a abrazí, apod.). [12]

### 3. Diskuze možných provedení kotlů se zvýšenou účinností transformace primární energie TKO na elektrickou energii

#### 3.1 *Potřeba zvyšování účinnosti transformace primární energie TKO na elektrickou energii vyplývající z kritéria energetické účinnosti zařízení*

Zařazení energetického využívání TKO do systému hospodaření s TKO [3] vyvolalo požadavek na zvýšení účinnosti transformace primární energie spalovaných TKO na elektřinu nebo teplo, popřípadě elektřiny a tepla současně.

Potřeba zvyšování účinnosti využití primární energie TKO vyplývá i z požadavku *Směrnice evropského parlamentu a rady (ES) č. 98/2008 ze dne 19. listopadu 2008 o odpadech a o zrušení některých směrnic*. Tato směrnice zavádí parametr účinnosti celého zařízení (Energy efficiency)  $\eta_e > 0,65$ . Podle hodnoty tohoto kritéria energetické účinnosti je zařízení zařazeno buď do kategorie *zařízení pro energetické využívání TKO* (pokud je kritérium energetické účinnosti vyšší než 0,65), nebo pouze do kategorie *zařízení na odstraňování TKO* (pokud je kritérium energetické účinnosti nižší než 0,65). [2]

Energetická zařízení využívající primární energii TKO neboli spalující TKO lze rozdělit do tří skupin:

- 1) **Výtopny** – energetická zařízení, jež dodávají teplo nebo alespoň převážně teplo (dodávka tepla u nich neklesne pod 95 % celkové dodávky energie). Dosahovaná účinnost výtopny při využití primární energie TKO je cca 64 %.
- 2) **Elektrárny** – energetická zařízení, jež dodávají elektřinu nebo alespoň převážně elektřinu (dodávka elektřiny u nich neklesne pod 95 % celkové dodávky energie). Dosahovaná účinnost elektrárny při využití primární energie TKO je mírně přes 20 %.
- 3) **Teplárny** – energetická zařízení na kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla. Dosahovaná účinnost teplárny při využití primární energie TKO je cca 43 %. [13]

Pro rozhodování o výběru vhodného zařízení pro energetické využití TKO je potřeba si uvědomit, že jeho primární funkcí není energetické využití odpadů, ale redukce jejich objemu na produkty spalování a čištění spalin (škvára, popílek, filtrační koláč atd.), které se dají ukládat na skládku, popřípadě dále využít (např. stavební průmysl). Provoz

takového zařízení musí být řízen tak, aby se využil veškerý přivezený odpad a vyrobená energie, ať už elektrická nebo v podobě tepla, je sekundární produkt, který musí být odebrán. [13]

### **Porovnání jednotlivých možností**

Při spalování TKO mají nejvyšší účinnost využití primární energie výtopny. Jejich provoz je ale omezen nutností celoročně odebírat vyprodukované teplo. Dají se tedy využívat jen v některých lokalitách, kde je odpovídající tepelný výkon sítě centrálního zásobování tepla, a kde lze takový odběr tepla zajistit. U elektráren spalujících TKO je sice účinnost využití primární energie velice nízká, ale je u nich možný celoroční provoz s odběrem vyrobené elektřiny. Pro teplárny (kogenerační jednotky) je výhodný nejlépe celoroční odběr vyrobeného tepla, díky kterému mohou TKO spalovat s vysokou účinností využití primární energie po celý rok. Účinnost výroby elektrické energie a tepla je různá podle poměru výroby tepla a elektrické energie a podle použité parní turbíny v teplárně.

Podle použité parní turbíny rozlišujeme teplárny:

a) Teplárny s protitlakovou parní turbínou – nelze měnit poměr vyrobené elektrické energie a tepla. Provoz je závislý na odběru tepla. V období kdy není zajištěn odběr tepla, se sníží výkon nebo se zařízení odstaví. Tím se ale neplní primární účel zařízení spálit veškerý dodaný TKO.

b) Teplárny s kondenzační odběrovou turbínou-lze do určité míry měnit poměr vyrobené elektrické energie a tepla. Při sníženém odběru tepla se zvýší dodávka elektřiny přechodem na kondenzační provoz. Tím se ale kvůli nízkým parametrům páry snižuje účinnost využití primární energie TKO. Ale je plněn primární účel, spálení dodaného množství TKO. [13]

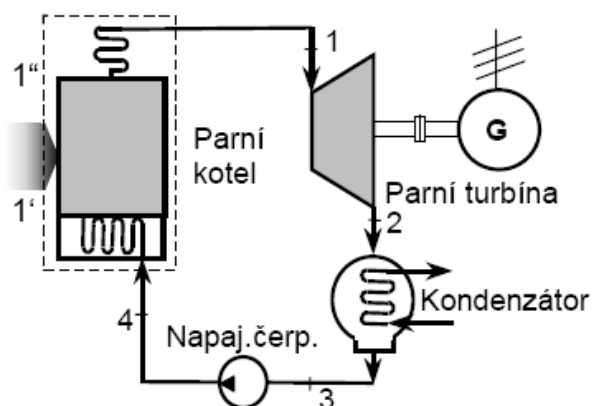
Pro kombinovanou výrobou elektrické energie a tepla lze odvodit, že pokud se zvyšuje podíl výroby elektrické energie, hodnota kritéria energetické účinnosti  $\eta_e$ , klesá. Proto je nutné zvýšit účinnost výroby elektřiny, aby hodnota kritéria energetické účinnosti zůstala stejná nebo se dokonce zvýšila. Další možnosti pro zvyšování účinnosti vyplývají z obecného Rankin - Clausiova oběhu (cyklu).

## **3.2 Zvyšování účinnosti obecného jednoduchého parního oběhu**

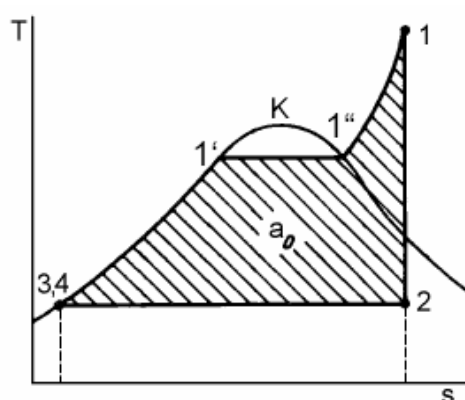
### **Obecný, jednoduchý, ideální Rankinův - Clausiův oběh**

Tento oběh tvoří v nejjednodušší podobě parní kotel, parní turbína, kondenzátor a napájecí čerpadlo. Parní kotel se skládá z ohříváku vody, ve kterém dochází k ohřevu napájecí vody do bodu varu, výparníku, kde se vypaří, a přehříváku, ve kterém se pára

přehřeje. Poté následuje parní turbína, ve které přehřátá pára izoentropicky expanduje a dochází tak k přeměně tepelné energie na mechanickou. Po průchodu turbínou předá pára své zbytkové teplo v kondenzátoru (pára zkondenzuje) a vzniklý kondenzát se přečerpá čerpadlem kondenzátu do napájecí nádrže. Celý oběh uzavírá napájecí čerpadlo, které z napájecí nádrže čerpá napájecí vodu pod tlakem zpět do kotle. [14]



Obr. 3.1 Schéma R-C cyklu 1'-1''-parní kotel, 1 – přehřívák, 2- parní turbína, 3- kondenzátor, 4 -napájecí čerpadlo. [15]



Obr 3.2 T-S diagram 4-1' ohřev vody v ekonomizéru, 1'-1'' oblast vypařování vody (výparník), 1''-1 v systému přehříváku se ze syté páry stává pára přehřátá, 1-2 expanze v turbíně (přeměna entalpie páry na mechanickou energii). [15]

**Zvyšování účinnosti obecného jednoduchého parního oběhu lze docílit:**

- **Snížením tlaku páry na výstupu z parní turbíny (zlepšením vakua v kondenzátoru):** Tlak v kondenzátoru se odvíjí od teploty, kterou v něm lze dosáhnout chladícím médiem. Při vzduchové kondenzaci se dnes dosahuje teplota v kondenzátoru cca 40 - 42 °C. Nižší teploty lze dosáhnout při kondenzaci např. mořskou vodou (až cca 27 °C). [1]

- **Regeneračním ohřevem napájecí vody:** Tímto způsobem se zmenšuje množství tepla, které je potřeba přivést vodě v kotli k ohřátí do bodu varu. Napájecí voda se ohřeje malým množstvím nízkotlaké páry z turbíny. Tato pára zkondenzuje a je přes redukční ventil odvedena do napájecí nádrže. Díky tomu, že je entalpie páry řádově vyšší než entalpie vody, stačí pro ohřev napájecí vody relativně malý odběr páry. Takovýto odběr páry může být na turbíně jeden i více, záleží na složitosti zařízení a ekonomické výhodnosti. [14] U kotlů na spalování TKO se regenerační ohřev napájecí vody běžně nepoužívá.
- **Přihříváním páry po částečné expanzi:** Princip je v dělené expanzi páry v turbíně. Pára, která částečně vyexpanduje ve vysokotlaké části turbíny, se vede zpět do kotle, kde se opět ohřeje (přihřeje, mezipřihřeje), pokračuje do další části turbíny, kde dokončí expanzi. [14] Meziohřev (mezipřehřívání) páry u kotle na spalování TKO je řešen v kapitole 3.3.2, ovšem nikoliv spaliny, nýbrž sytou parou.
- **Zvyšováním parametrů vstupní páry:** Tato cesta vede až k použití nadkritických parametrů páry. Ty ale výrazně zvyšují požadavky na konstrukční materiály, což zvyšuje cenu zařízení. [14] Nadkritické parametry u kotlů spalujících TKO nepřichází v úvahu. Zvyšování teploty nad 400 °C je limitováno chloridovou korozí. Teplosměnné plochy kotle by byly při teplotě stěny vyšší než cca 450 °C (té přibližně odpovídá teplota páry výše uvedených cca 400 °C) napadeny chloridovou korozí s takovou intenzitou, která by prakticky vyloučila spolehlivý provoz kotle. Případné zvyšování parametrů je předmětem současného vývoje. [13]

Protože parametry vstupní páry, které se dnes běžně používají (u kotlů na spalování KO), jsou pro výrobu elektřiny v Rankinově-Clausiově oběhu velmi nízké (tlak cca 40 bar a teplota cca 400 °C), zaměřuje se současný vývoj tlakového systému kotle především na zvýšení jeho provozní spolehlivosti při teplotách páry vyšších než 400 °C. [13]

Vývoj v této oblasti se ubírá prakticky ve dvou směrech:

- 1) Materiálové řešení – vývoj a použití nových materiálů pro tlakový systém kotle odolných vůči chloridové korozi. Vývoj ochranných povlaků zvyšujících odolnost běžně používaných ocelí tlakového systému kotle.
- 2) Konstrukční řešení – opatření k vytvoření podmínek nebo prostředí, při kterých by se i za použití běžných ocelí chloridová koroze tlakového systému kotle vyloučila nebo se její intenzita omezila na přijatelnou úroveň (např. dělená konstrukce spalovacího roštu nebo využití tlakového systému s mezipřehříváním páry). [13]





frakce by pak byla využita pro zvýšení teploty páry ve vysokoteplotním přehříváku, čímž by se zvýšila elektrická účinnost využití primární energie TKO. Tuto koncepci společnost Babcock & Wilcox Vølund nazvala SteamBoost™. Schéma je na obrázku 3.4.

### Základní princip Steam Boost™



*Obr 3.4 Obecný princip elektrárny spalující odpad s dvoustupňovou spalovací komorou a přehřívákem SteamBoost™. [16]*

Pro rozdělení jednotlivých frakcí spalin v ohništi je nad středem spalovacího roštu umístěna vodou chlazená membránová stěna. Ve druhém prostoru jsou dominující složkou tuhé frakce paliva, jejichž hořením jsou teploty plynu nad roštem poměrně vysoké. Umístění vysokoteplotního přehříváku SteamBoost™ je v prostoru hlavního proudu spalin s relativně vysokými teplotami (800 °C až 1100 °C), čímž je zajištěn maximální transfer tepla do páry. Umístění svazků trubek přehříváku v prostoru hlavního toku spalin by mohlo způsobovat problémy se zastruskováním v závislosti na složení popela.

Po vstupu spalin do dospalovací komory se obě frakce smísí systémem pro sekundární vzduch VoluMix™ a dojde ke konečnému vyhoření hořlaviny ve spalinách.

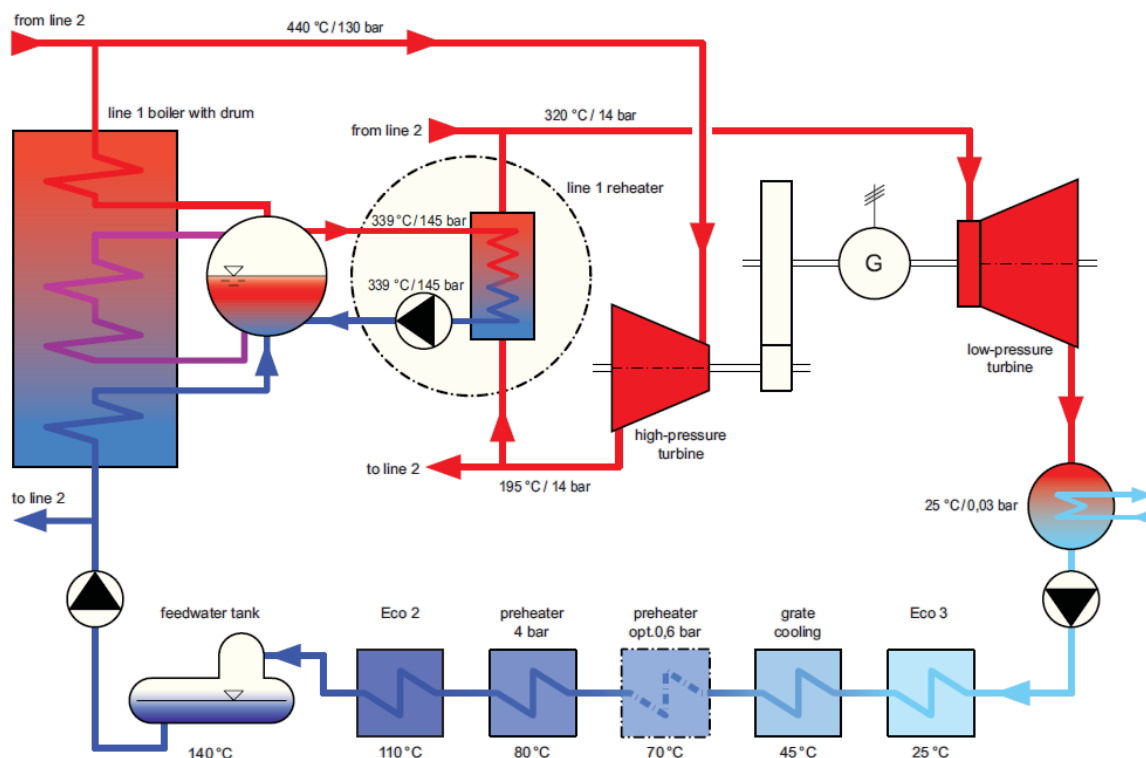
Koncepce SteamBoost™ v sobě integruje všechny výhody moderního zařízení na energetické využití TKO a doplňuje je integrovaným finálním přehřívákem. Díky této celosvětově patentované koncepci přehříváku se, podle společnosti Babcock & Wilcox Vølund, zvyšují parametry páry až na 500 °C a 80 bar, což vede ke zvýšení elektrické účinnosti o 3 procentní body na 27 % až 33 % v závislosti na typu chladicího systému pro kondenzátor. Pro srovnání: dnes jsou standardní parametry páry 400 °C a 50 bar s typickou elektrickou účinností 24 %.

### 3.3.2 Koncepce společnosti AEB města Amsterdam

Celá kapitola vychází z literatury [1]

V roce 2007 uvedla v Amsterdamu Společnost AEB do provozu zařízení na energetické využití odpadu Waste Fired Power, které má roční kapacitu až 530 000 tun odpadu. Průměrná elektrická účinnost podobných zařízení v Evropě je 24 %. Zařízení Waste Fired Power dosahuje elektrické účinnosti přes 30 %. Docílit tohoto navýšení elektrické účinnosti bylo možné díky parnímu oběhu s mezipřehříváním páry, který, ve srovnání s dnes běžně používanými parametry, dovoluje výrazně vyšší tlak páry (130 bar). Zároveň je teplota páry z hlediska chloridové koroze udržována na přijatelné úrovni 440 °C.

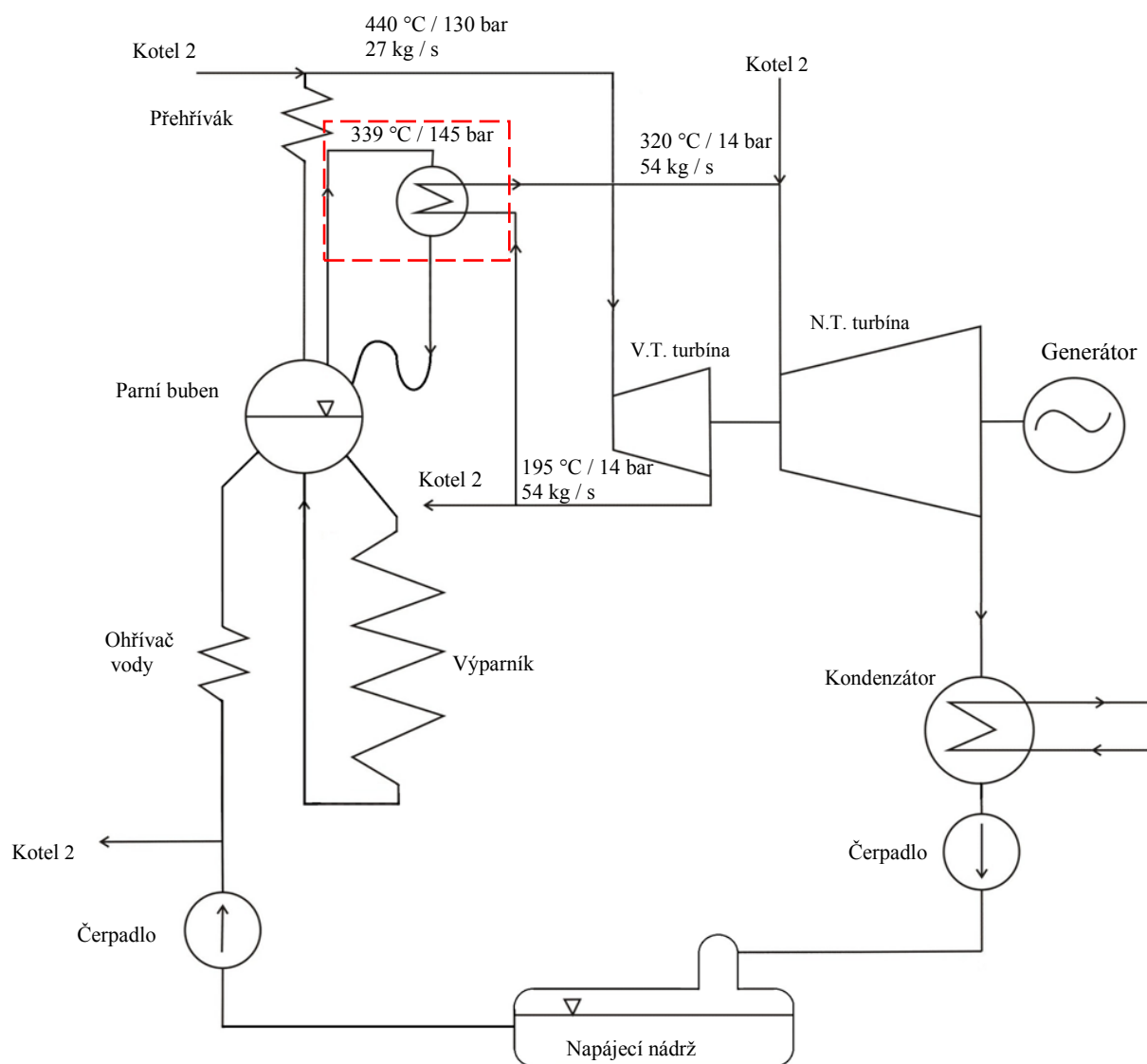
Pára o vysokém tlaku je přivedena na vysokotlakou turbínu, kde expanduje z tlaku 130 bar na 14 bar a teplotu 195 °C. Pára vstupuje do mezipřehříváku páry, který je ohříván částí tepla, které bylo předané ve spalovací komoře do vysokotlakého výparníku. Pára je ohřátá při stejném tlaku na teplotu 320 °C a poté pokračuje do nízkotlaké turbíny. Konstrukce přehříváků je, i přes relativně bezpečné teploty páry (z hlediska chloridové koroze), zvolena tak, aby byla možná jejich snadná výměna při poruše nebo po dožití. Parní cyklus s mezipřehříváním páry Waste Fired Power je na obrázku 3.5.



Obr 3.5. Parní cyklus spalovny Waste Fired Power. [1]

## 4. Schéma kotle na spalování TKO s mezipřehřívákem páry

Na obrázku 4.1 je schéma spalovny se dvěma kotli. Každý kotel má vlastní parní buben, ze kterého jde sytá pára do přehříváku páry (pára se přehřeje), poté se smísí s přehřátou párou z kotle číslo 2 a jde do vysokotlaké turbíny. Po výstupu z turbíny se pára opět rozdělí na půl. Část páry jde do navrhovaného mezipřehříváku páry kotle č. 1 a část do stejného mezipřehříváku, který je pro kotel č.2. Mezipřehříváky páry jsou ohřívány kondenzačním teplem syté páry odebírané z parních bubnů. Mezipřehřátá pára se poté opět smísí s mezipřehřátou parou z kotle č.2 a je vedena do nízkotlaké turbíny. N.T. turbína



Obr. 4.1 Schéma kotle na spalování TKO s mezipřehřívákem páry.

## 5. Výpočtové parametry mezipřehříváku

V mezipřehříváku se bude kondenzací syté páry, odebírané z parního bubnu, přehřívat pára proudící z VT (vysokotlaké) turbíny do NT (nizkotlaké) turbíny. Mezipřehřívák páry je rozdělen na dvě větve (části), které jsou od sebe odděleny a mezi kterými probíhá přenos tepelné energie. Sytá pára kondenzuje v tzv. teplé větvi (anglicky hot – index H). Přehřívaná pára proudí v tzv. studené větvi (anglicky cold – index C). Vstupní veličiny do výměníku jsou značeny indexem – in, výstupní indexem – out. Na obrázku 5.1 je vidět schéma navrhovaného mezipřehříváku páry se zadanými parametry potřebnými pro výpočet.

### Zadané hodnoty:

#### „Studená“ strana výměníku

Hmotnostní průtok přehřívané páry

$$\dot{m}_C = 27 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Absolutní tlak na vstupu a výstupu mezipřehříváku

$$p_C = 14 \text{ [bar]}$$

Teplota na vstupu do mezipřehříváku

$$t_{in,C} = 195 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota na výstupu z mezipřehříváku

$$t_{out,C} = 320 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

#### „Teplá“ strana výměníku

Absolutní tlak na vstupu a výstupu mezipřehříváku

$$p_H = 145 \text{ [bar]}$$

Teplota na vstupu do mezipřehříváku

$$t_{in,H} = 339 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Suchost na vstupu do mezipřehříváku

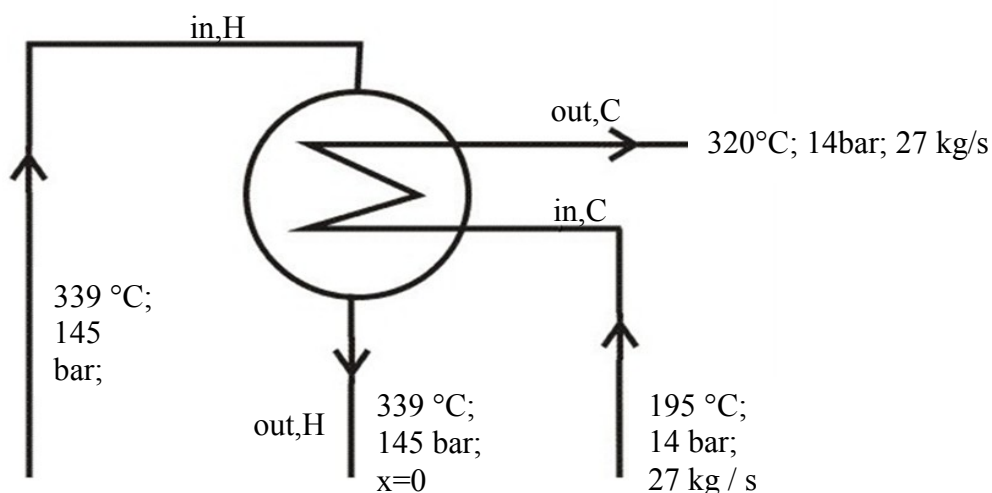
$$x_{in,H} = 1 \text{ [-]}$$

Teplota výstupu z mezipřehříváku

$$t_{out,H} = 339 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Suchost na výstupu z mezipřehříváku

$$x_{out,H} = 0 \text{ [-]}$$



Obr. 5.1 Výpočtové schéma navrhovaného mezipřehříváku páry se zadanými parametry.

## 5.1 Výpočet tepelného výkonu mezipřehříváku páry

Pro návrh výměníku se jako první určí potřebný tepelný výkon mezipřehříváku páry, který se určí z tepelné bilance mezipřehříváku páry:

$$Q = \dot{m}_H \cdot (i_{in,H} - i_{out,H}) = \dot{m}_C \cdot (i_{out,C} - i_{in,C}) \quad (5.1)$$

Pro výpočet tepelného výkonu je potřeba znát entalpie pro zadané teploty a tlaky, popřípadě sytosti páry. Všechny potřebné entalpie jsou určeny pomocí programu ESS, jejich přehled je v tabulce 5.1. V pravé části tabulky je popsáno, z čeho je příslušná entalpie určena a zápis výpočtu z programu ESS. V levé části tabulky jsou příslušné hodnoty entalpií.

Tab.5.1 entalpie páry potřebné pro výpočet tepelného výkonu mezipřehříváku.

Entalpie páry vstupující do výměníku na „studené“ straně $i_{in,C}$ je určena z $p_C$ a $x_{in,C} = 1$ $h[1]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;x=[1];P=P[1])$	$i_{in,C} = 2789000 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Entalpie páry vystupující z výměníku na „studené“ straně $i_{out,C}$ je určena z $p_C$ a $t_{out,C}$ $h[2]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;T=T[2];P=P[2])$	$i_{out,C} = 3085000 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Entalpie páry vstupující do výměníku na „teplé“ straně $i_{in,H}$ je určena z $p_H$ a $x_{in,H} = 1$ $h[1]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;x=x[1];P=P[1])$	$i_{in,H} = 2625000 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Entalpie páry vystupující z výměníku na „teplé“ straně $i_{out,H}$ je určena z $p_H$ a $x_{in,H} = 0$ $h[1]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;x=x[1];P=P[1])$	$i_{out,H} = 1591000 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Entalpie páry vstupující do výměníku na „studené“ straně  $i_{in,C}$  není určena z  $p_C$  a  $t_{in,C}$  protože v T-s diagramu se pro tuto teplotu a tlak nalézáme na izobaře a izotermě, program ESS by bral suchost automaticky nula. Vzhledem k tomu, že z VT turbíny vychází pára o  $x_{in,C} = 1$ , byla entalpie určena pro tuto hodnotu.

Z tepelné bilance výměníku (5.1) je vypočten výkon mezipřehříváku páry:

$$Q = \dot{m}_C \cdot (i_{out,C} - i_{in,C}) \text{ [W]}$$

$$Q = 27 \cdot (3085000 - 2789000) \text{ [W]}$$

$$Q = 7992000 \text{ [W]} = 7,992 \text{ [MW]}$$

Z tepelné bilance výměníku (5.1) lze vyjádřit i hmotnostní průtok  $\dot{m}_H$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$$Q = \dot{m}_H \cdot (i_{\text{in},H} - i_{\text{out},H}) [\text{W}]$$

$$\dot{m}_H = \frac{Q}{i_{\text{in},H} - i_{\text{out},H}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\dot{m}_H = \frac{7992000}{2625000 - 1591000} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

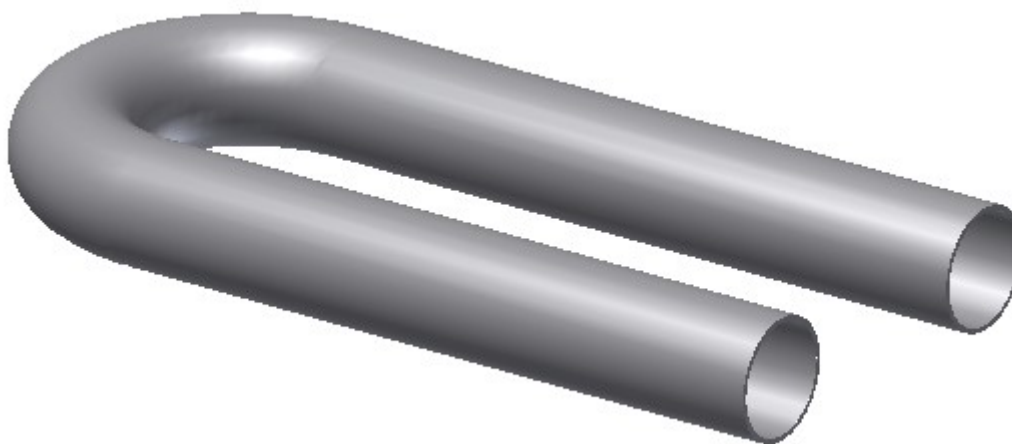
$$\dot{m}_H = 7,729 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

## 6. Volba koncepce mezipřehříváku

### 6.1 Volba uspořádání trubek a teplosměnné plochy

Předběžný tvar výměníku je vidět na obrázku 6.1. Plášť výměníku nebyl zvolený klasického tvaru, ale je ve tvaru jakoby ohnuté trubky, ve které je umístěn svazek trubek. Toto provedení bylo zvoleno proto, že u klasického provedení (polovina vstup, polovina výstup) by na jednu trubkovnici působil poměrně velký rozdíl teplot, který by mohl působit provozní problémy. Výměník bude se dvěma trubkovnicemi, které budou pracovat v odlišných teplotách. To by mělo omezit problémy související s teplotním namáháním materiálu trubkovnic.

Pro průměry trubek mezipřehříváku připadají v úvahu trubky 22×2; 25×2; 32×2,6; 38×3,2. Rychlosti proudění v trubkách se volí  $w = 10 \div 20 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ . Rychlost se vybírá tak, aby bylo co největší chlazení stěn trubek a přitom, aby tlaková ztráta mezipřehříváku nebyla vysoká. Pro parní ohřev mezipřehřívané páry v kondenzačním výměníku byl stanoven předpoklad tl. ztráty  $\Delta p_{\text{celková}} \doteq 2 \text{ [\%]} = 0,02 \cdot 14 = 0,28 \text{ [bar]} = 28000 \text{ [Pa]}$ . Výběr trubky bude proveden na základě porovnání počtu trubek pro zvolenou rychlost se zohledněním tlakových ztrát.



*Obr. 6.1 Předběžný tvar výměníku.*

## 6.2 Výběr průměru trubek a rychlosti proudění

Pro výběr průměru trubek a rychlosti proudění je určující počet trubek v trubkovnici a jejich tlaková ztráta, proto je pro průměry trubek mezipřehříváku 22×2; 25×2; 32×2,6; 38×3,2 a rychlosti proudění v trubkách  $w = 10$  a 15 a 20  $[m \cdot s^{-1}]$  proveden výpočet potřebného počtu trubek pro zvolenou rychlost proudění mezipřehřívané páry a výpočet tlakové ztráty třením jednoho metru trubky pro zvolený vnitřní průměr trubky a zvolenou rychlost proudění. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.2.

### 6.2.1 Ukázka výpočtu potřebného počtu trubek pro zvolenou rychlost proudění přehřívané páry

Ukázkový výpočet je pro průměr trubek  $\varnothing 22 \times 2$  [mm] a rychlost proudění přehřívané páry  $w = 10$   $[m \cdot s^{-1}]$ .

#### Počet trubek pro zvolený průměr

Počet trubek, potřebný pro zvolenou rychlost proudění a zvolený průměr, se vypočte:

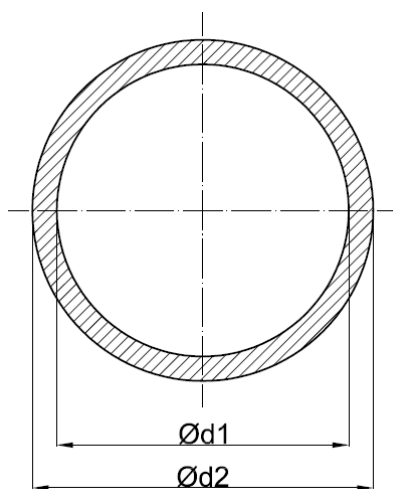
$$n_{tr} = \frac{S_c}{S_{tr}} [-] \quad (6.1)$$

Vnitřní plocha trubky zvoleného průměru:

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} [m^2] \quad (6.2)$$

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} [m^2]$$

$$S_{tr} = 0,000254 [m^2]$$



Obr. 6.2 Řez trubkou, ve které bude proudit mezipřehřívaná pára.



Ekvivalentní průměr je vnitřní průměr trubek:

$$d_e = d_1 = 0,018 \text{ [m]}$$

Celkový průřez potřebný pro zvolenou rychlost

$$S_c = \frac{\bar{V}}{w} \text{ [m}^2\text{]} \quad (6.3)$$

Určení látkových vlastností potřebných pro výpočet potřebného počtu trubek

Výpočet střední teploty proudu mezipřehřívané páry:

$$t_{stř,C} = \frac{t_{out,C} + t_{in,C}}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6.4)$$

$$t_{stř,C} = \frac{320 + 195}{2} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$t_{stř,C} = 257,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Všechny látkové vlastnosti jsou určeny pomocí programu ESS, jejich přehled je v tabulce 6.1, jsou určeny pro páru při tlaku  $p_C$  a střední teplotě  $t_{stř,C}$ . U každé látkové vlastnosti je uveden použitý zápis výpočtu z programu ESS.

*Tab. 6.1 Látkové vlastnosti pro páru při tlaku  $p_C$  a střední teplotě  $t_{stř,C}$ .*

měrný objem páry při střední teplotě $v[1]=Volume(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\bar{v} = 0,1665 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$
dynamická viskozita páry při střední teplotě $\mu[1]=Viscosity(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\bar{\mu} = 0,0000183 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}\text{]}$
hustota páry při střední teplotě $\rho[1]=Density(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\bar{\rho} = 6,008 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$

Součinitel kinematické viskozity  $\bar{\nu} \text{ [m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$  páry při střední teplotě se určí ze vztahu:

$$\bar{\nu} = \bar{\mu} \cdot \bar{v} \text{ [m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (6.5)$$

$$\bar{\nu} = 0,0000183 \cdot 0,1665 \text{ [m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$\bar{\nu} = 0,00000304695 \text{ [m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Objemový tok přehřívané páry pro  $t_{stř,C}$ :

$$\bar{V} = \bar{\nu} \cdot \dot{m}_C \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (6.6)$$

$$\bar{V} = 0,1665 \cdot 27 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$\bar{V} = 4,49 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Dosazením do rovnice (6.3) se vypočte celkový průřez potřebný pro zvolenou rychlost:

$$S_c = \frac{\bar{V}}{w} [\text{m}^2]$$

$$S_c = \frac{4,49}{10} [\text{m}^2]$$

$$S_c = 0,44 [\text{m}^2]$$

Počet trubek pro zvolený průměr se vypočte dosazením do vzorce (6.1):

$$n_{\text{tr}} = \frac{S_c}{S_{\text{tr}}} [-]$$

$$n_{\text{tr}} = \frac{0,44}{0,000254} [-]$$

$$n_{\text{tr}} = 1766 [-]$$

Obdobně byly vypočteny hodnoty i pro ostatní zvolené průměry trubek a rychlosti, jejich přehled je v tabulce číslo 6.2.

### **6.2.2 Ukázka výpočtu tlakové ztráty třením jednoho metru trubky pro zvolený vnitřní průměr trubky a zvolenou rychlost proudění přehřívané páry**

Ukázkový výpočet je pro průměr trubek  $\varnothing 22 \times 2$  mm a rychlost proudění mezipřehřívané páry

$$w = 10 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}].$$

Proudění páry je zpravidla turbulentní, pro toto proudění se používá pro výpočet tlakové ztráty tento vzorec:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \bar{\rho} [\text{Pa}] \quad (6.7)$$

Kde:

$\lambda[-]$  je součinitel tření.

#### Určení součinitele tření

Pro určení součinitele tření pro turbulentní proudění lze užít následující vztah:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{d_e}{k}\right)^2} [-] \quad (6.8)$$

Kde:

$k$  je ekvivalentní drsnost a bývá pro uhlíkové trubky  $k \leq 0,1$  [mm] a pro austenity  $k \leq 0,05$  [mm] [17] zvolena  $k = 0,07$  [mm] = 0,00007 [m].

Dosazením do rovnice (6.8) se vypočte součinitel tření:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{d_e}{k}\right)^2} [-]$$

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{0,018}{0,00007}\right)^2} [-]$$

$$\lambda = 0,028148589 [-]$$

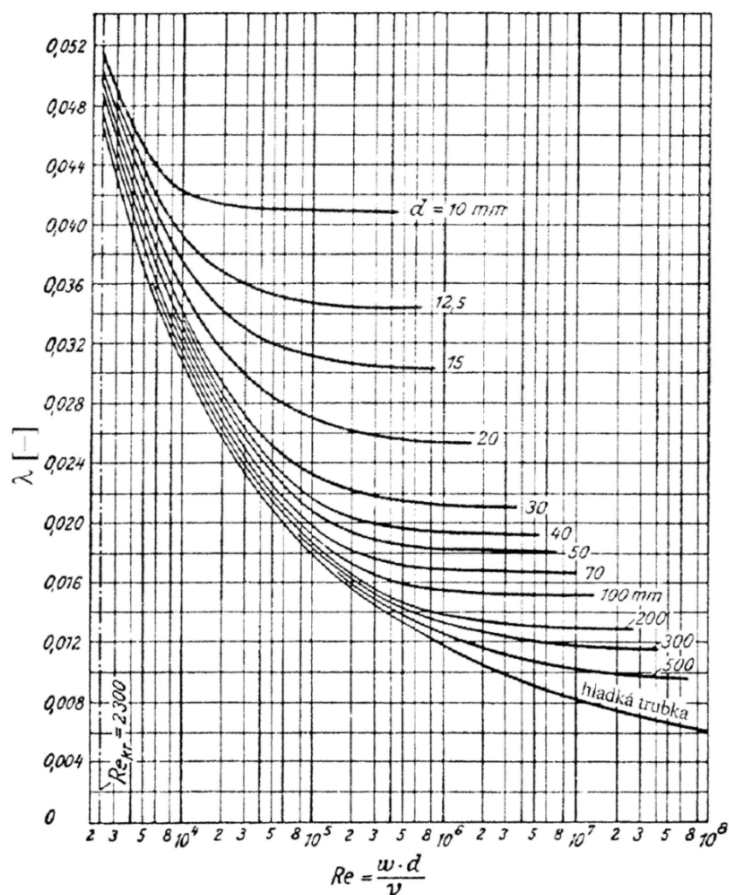
Komplexnější obraz a praktickou pomůcku pro určení součinitele  $\lambda$  v hladkých nových ocelových bezešvých trubkách, vyráběných běžnou technologií, zpracovaný na základě empirických hodnot různých autorů, poskytuje obrázek 6.3, který počítá s hodnotami  $k \sim 0,07$  [mm].

Pro určení součinitele tření z obrázku 6.3 je potřeba znát hodnotu Reynoldsova čísla, které se vypočte podle vzorce:

$$Re = \frac{w \cdot d_e}{\nu} [-] \quad (6.9)$$

$$Re = \frac{10 \cdot 0,018}{0,00000304695} [-]$$

$$Re = 59075 [-]$$



Obr. 6.3 Součinitel tření lambda pro trubky. [17]

Odečtená hodnota součinitele tření z obrázku 6.3 je  $\lambda = 0,029 [-]$

Dosazením do vzorce (6.7) se získá tlaková ztráta třením jednoho metru trubky:

-Pro  $\lambda$  určenou výpočtem:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \bar{\rho} \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p = 0,028148589 \cdot \frac{1}{0,018} \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 6,008 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p = 469 \text{ [Pa]}$$

-Pro  $\lambda$  odečtenou z obrázku 6.3:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \bar{\rho} \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p = 0,029 \cdot \frac{1}{0,018} \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 6,008 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p = 483 \text{ [Pa]}$$

Obdobně byly vypočteny hodnoty i pro ostatní zvolené průměry trubek a rychlosti, jejich přehled je v tabulce číslo 6.2.

Tab. 6.2 Výsledková tabulka pro různé průměry trubek a rychlosti.

Průměr	Ø22×2			Ø25×2		
$S_{tr} [m^2]$	0,000254			<b>0,000346</b>		
$w [m \cdot s^{-1}]$	10	15	20	10	<b>15</b>	20
$S_c [m^2]$	0,4495	0,2997	0,2247	0,4495	<b>0,2997</b>	0,2247
$n_{tr} [-]$	1766	1177	883	1297	<b>865</b>	648
$\lambda [-]$ vypočtená	0,028148			<b>0,026925</b>		
$Re [-]$	59075	88613	118150	68921	<b>103382</b>	137842
$\lambda [-]$ odečtená (ručně)	0,029	0,029	0,028	0,027	<b>0,027</b>	0,027
$\Delta p$ [Pa] z vypočtené $\lambda$	469	1056	1879	385	<b>866</b>	1540
$\Delta p$ [Pa] z odečtené $\lambda$	483	1088	1869	386	<b>869</b>	1544

Průměr	Ø32×2,6			Ø38×3,2		
$S_{tr} [m^2]$	0,000564			0,000784		
$w [m \cdot s^{-1}]$	10	15	20	10	15	20
$S_c [m^2]$	0,4495	0,2997	0,2247	0,4495	0,2997	0,2247
$n_{tr} [-]$	796	531	398	573	382	286
$\lambda [-]$ vypočtená	0,025146			0,024043		
$Re [-]$	87956	131935	175913	103710	155565	207420
$\lambda [-]$ odečtená (ručně)	0,025	0,025	0,024	0,023	0,023	0,022
$\Delta p$ [Pa] z vypočtené $\lambda$	281	634	1127	228	514	914
$\Delta p$ [Pa] z odečtené $\lambda$	280	630	1076	218	491	836

### 6.2.3 Výběr průměru trubek a rychlosti proudění

Z tabulky 6.2 byl vybrán průměr trubek 25 mm s tloušťkou stěny 2 mm a přibližná rychlost proudění  $w = 15 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ , a to kvůli malému průměru, který bude zajišťovat dobré vedení tepla mezi médii při přijatelné tlakové ztrátě a počtu trubek. V tabulce 6.3 jsou hodnoty pro zvolený průměr trubek a rychlost proudění.

Tab. 6.3 Tabulka hodnot pro zvolen průměr trubek.

Průměr	Ø25×2
$S_{tr} [\text{m}^2]$	0,000346
$w [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	15
$S_c [\text{m}^2]$	0,2997
$n_{tr} [-]$	865
$\lambda [-]$ vypočtená	0,026925
$Re [-]$	103382
$\lambda [-]$ odečtená (ručně)	0,027
$\Delta p [\text{Pa}]$ z vypočtené $\lambda$	866
$\Delta p [\text{Pa}]$ z odečtené $\lambda$	869

Rozměry součinitel tepelné vodivosti zvolené trubky:

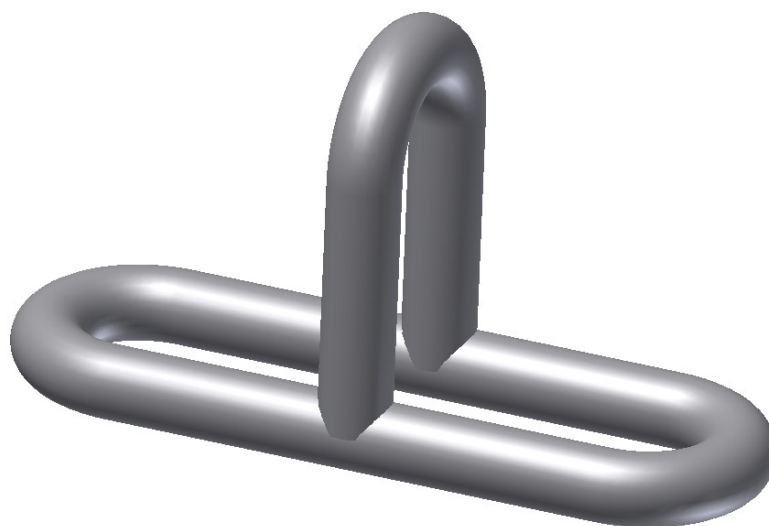
$d_1 = 0,021 \text{ [m]}$  je vnitřní průměr zvolené trubky

$d_2 = 0,025 \text{ [m]}$  je vnější průměr zvolené trubky

$\delta_{st} = 0,002 \text{ [m]}$  je tloušťka stěny zvolené trubky

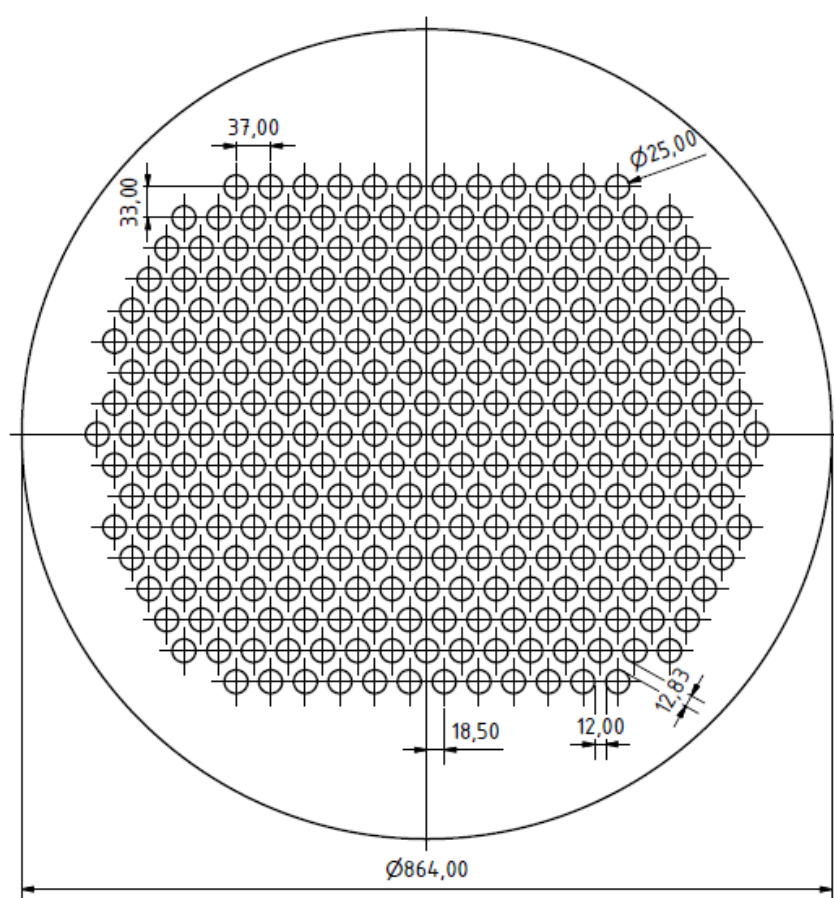
$\lambda_{st} = 46 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$  je součinitel tepelné vodivosti trubky

Přibližně 865 trubek by při průměru 25 mm a při mezerách mezi otvory trubek 12 mm (konstrukční důvody) znamenal průměr trubkovnice přes 2 m, tento průměr by byl problematický pro výrobu pláště mezipřehříváku. Proto bylo předběžně zvoleno rozdělení mezipřehříváku na tři stejné části (výměníky), viz obrázek 6.4, co se týče počtu trubek a vnějšího průměru. Délky výměníků se mohou lišit, dva výměníky budou uloženy vodorovně a jeden regulační bude uložen vertikálně a jeho výkon se bude regulovat zapláváním teplosměnné plochy kondenzátem (kvůli rovnoměrnému tepelnému namáhání se může zaplávovat pouze svislý).



*Obr. 6.4 Předběžný tvar mezipřehříváku.*

Díky rozdělení počtu trubek na třetiny, při kterém na jedné trubkovnici bude 288 otvorů pro trubky, mohl být použitý průměr výměníku podle ČSN ISO 4200. Jedna část (jedna ze tří) mezipřehříváku tak bude mít vnější průměr 864 mm a tloušťku stěny 36 mm. Hmotnost na jednotku délky je  $735 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ . Předběžný tvar trubkovnice, se zakótovanými rozměry potřebnými pro výpočet je na obrázku 6.5.



*Obr. 6.5 Trubkovnice výměníku.*

## 6.3 Určení rozměrů ohybu výměníku

### 6.3.1 Volba vhodného způsobu výroby ohybu výměníku

Rozhodujícím požadavkem na způsob výroby ohybu je minimální poloměr ohybu, aby v ohybu byla co nejmenší teplosměnná plocha (ta se nedá zaplavovat kondenzátem, tedy regulovat).

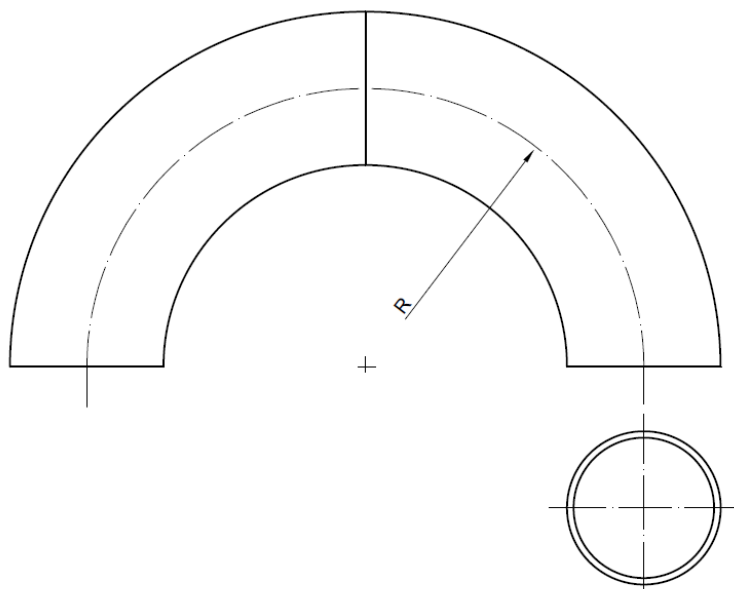
Pro výrobu ohybu připadají v úvahu tyto způsoby výroby:

#### a) Ohýbání klasickým způsobem

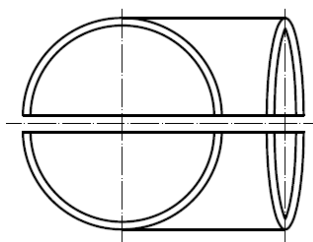
Při ohýbání roury cca 1000 mm jsou poloměry příliš velké, takže rozměry výměníku by byly nevhodné. Ohyb se musí pro montáž výměníku rozřezat podélně na dvě části a po smontování hadů znovu svařit.

#### b) Lisování

Ohyb může být tvořen dvěma koleny 90°, viz obrázek 6.6. Lisovat se bude horní a dolní půlka, viz obrázek 6.7. Ohyb tak bude tvořen 2×2 výlisky, které se k sobě svaří. Nic se nemusí rozřezávat.

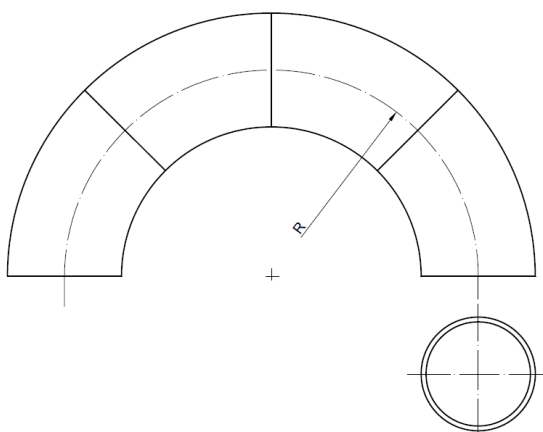


Obr 6.6. Ohyb tvořen dvěma koleny 90°.



*Obr. 6.7 Lisování horní a dolní poloviny.*

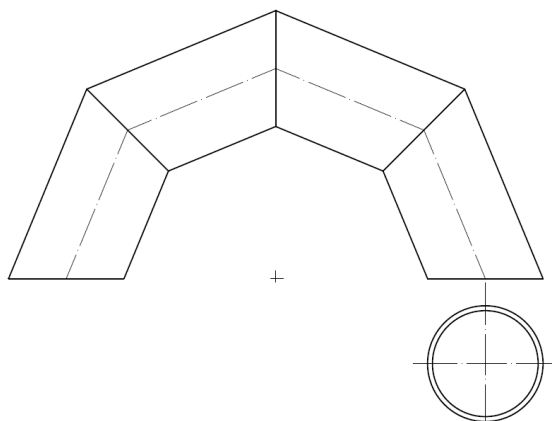
Ohyb může být také tvořen například čtyřmi koleny  $45^\circ$ , viz obrázek 6.8. Lisovat se bude horní a dolní půlka, viz obrázek 6.7. Ohyb tak bude tvořen  $4 \times 2$  výlisky, které se k sobě svaří. Nic se nemusí rozřezávat.



*Obr 6.8. Ohyb tvořen čtyřmi koleny  $45^\circ$ .*

### **c) Segmentové ohyby**

Ohyb je tvořen čtyřmi segmenty (nebo více), které jsou nařezány z bezešvé roury pod potřebným úhlem, aby po sestavení a svaření vytvořily požadovaný ohyb. Ohyb tvořený čtyřmi segmenty  $45^\circ$  je na obrázku 6.9. Příprava segmentů je vidět na obrázku 6.13. Pro montáž trubek se každý segment musí podélně rozřezat a při montáži svařit. Složitá výroba. Nevhodné.



*Obr. 6.9 Ohyb tvořený čtyřmi segmenty  $45^\circ$ .*

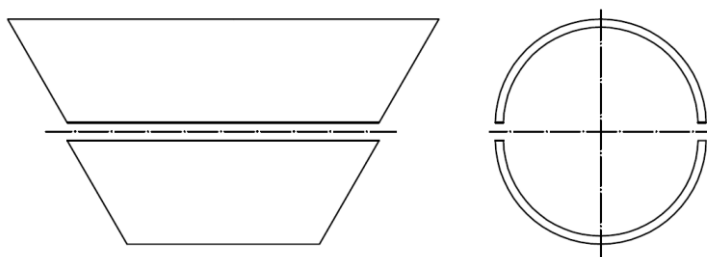


#### d) Skružování

Při skružování může být ohyb tvořen podobně jako u lisování z několika kolen.

Skružení těchto segmentů může být provedeno těmito způsoby:

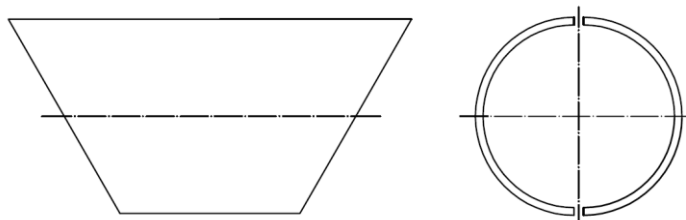
- 1) a) skružit dolní a horní polovinu a svařit (obrázek 6.10)



*Obr. 6.10*

Po svaření by se segment musel ve svislé ose rozřezat a po montáži znovu svařit. Obtížná výroba. Nevhodné.

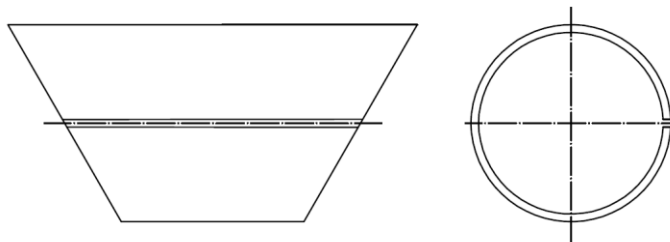
- b) skružit levou a pravou polovinu a svařit (obrázek 6.11)



*Obr. 6.11*

Segmenty by se svařovaly až, po namontování. Je to jednodušší než provedení na obrázku 6.10, ale opět nevhodné. Obtížné skružování.

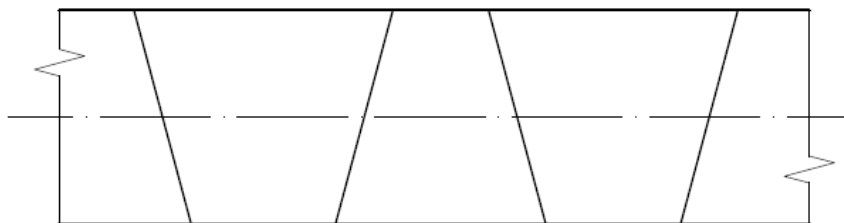
- 2) Skružit celý segment a pak rozřezat na dvě poloviny (Obrázek 6.12)



*Obr. 6.12 Skružený celý segment.*

Po svaření se musí ve směru svislé osy rozřezat. Po montáži opět svařit.  
Obtížná výroba. Nevhodné.

- 3) Skružení roury a z ní nařezání segmentů, platí to samé, jako u segmentového ohybu viz výše (Obrázek 6.13)



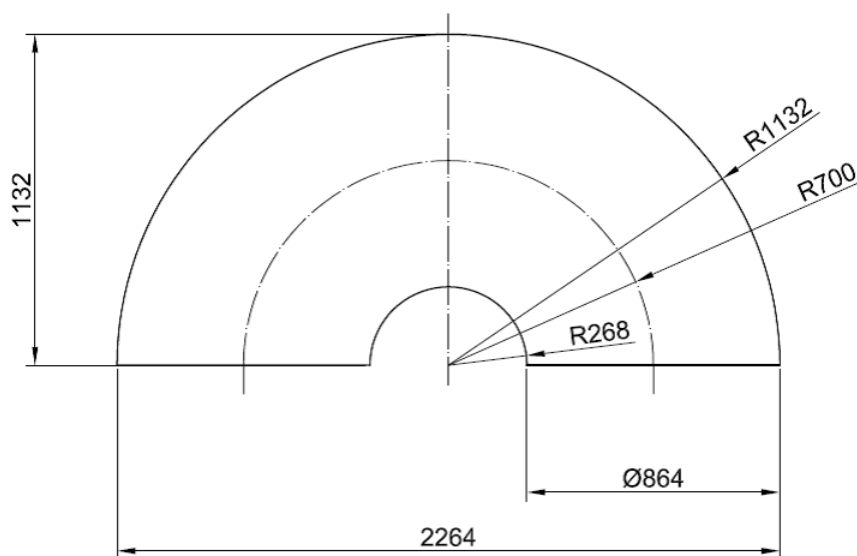
*Obr. 6.13 Skružená trubky připravená k rozřezání na segmenty.*

Při klasickém ohýbání jsou pro ohyby kolem 1000 mm, moc velké rádiusy ohybu, které nevyhovují požadavku na co nejmenší poloměr ohybu. U segmentových ohybů je nevýhodou, že pro vytvoření dostatečně plynulého ohybu by bylo potřeba velké množství segmentů a tím i svarů. Skružováním nelze vyrobit potřebný průměr při požadované tloušťce materiálu, nebo jen velmi obtížně. Lisováním lze vyrobit velmi malé poloměry ohybu i pro požadovaný průměr a tloušťku. Omezujícím kritériem je jen pevnostní výpočet. Nevýhodou je nákladná výroba přípravků pro výrobu.

Nejvhodnější je použití lisování, lze jím vyrobit velmi malé poloměry ohybu. Při výrobě z kolen  $45^\circ$ , kde se bude lisovat horní a dolní půlka, které jsou stejné, bude potřeba na jeden ohyb 42 kusů výlisků. Protože má výměník tři takové ohyby, je to již  $4 \times 2 \times 3$  a pro dva kotle je to  $4 \times 2 \times 3 \times 2 = 48$  kusů, pro takový počet kusů se již vyplatí i výroba přípravků pro výrobu.

### 6.3.2 Plocha ohybu výměníku

Celkové rozměry ohybu pro zvolený způsob výroby je na obrázku 6.14.



Obr. 6.14 Rozměry zvoleného ohybu.

Pro určení plochy trubek byl svazek trubek v ohybu vymodelován v programu Autodesk Inventor, viz obrázek 6.15. Vnitřní průměr trubek byl zadán jako střední průměr trubky, na který se počítá teplosměnná plocha.

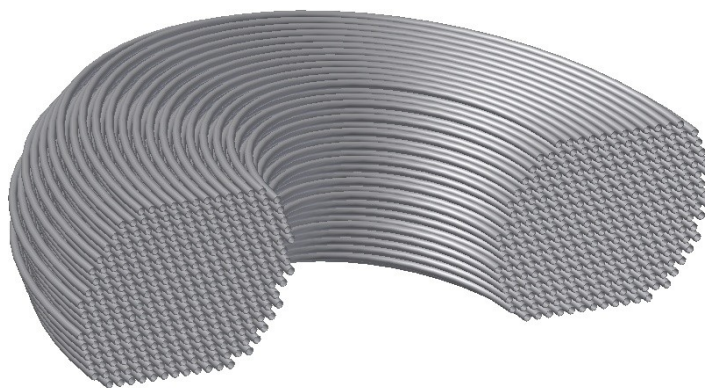
Střední průměr trubky se vypočítá:

$$d_{\text{stř}} = d_2 - \delta_{\text{st}} \text{ [m]} \quad (6.10)$$

$$d_{\text{stř}} = 0,025 - 0,002 \text{ [m]}$$

$$d_{\text{stř}} = 0,023 \text{ [m]}$$

Poté byla vnitřní plocha trubek určena pomocí funkce „odměřit plochu“, plocha byla určena pro každou trubku zvlášť a pak podle počtu trubek v jednotlivých řadách vypočítána celková teplosměnná plocha ohybu  $S_{\text{ohybu}} = 45,76 \text{ [m}^2\text{]}$ .



Obr. 6.15 Svazek trubek v ohybu.

## 7. Výpočet rozměrů vodorovného výměníku

### 7.1 Výpočet součinitele prostupu tepla u vodorovných trubek

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\xi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{st}}{\lambda_{st}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.1)$$

Kde:

$\alpha_1 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky (kondenzace),

$\alpha_2 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře,

$\xi [-]$  je součinitel využití výhřevné plochy; pro kondenzaci páry na vodorovné ploše

$\xi = 0,9[-]$ .

#### 7.1.1 Určení součinitele přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře $\alpha_2$

##### a) Výpočet součinitele přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře $\alpha_2$

Podle literatury [18].

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy závisí na typu proudění. Proudění páry je zpravidla turbulentní a je tak uvážováno ve výpočtu.

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání výhřevné plochy jednofázovým turbulentním proudem při tlaku a teplotě, dostatečně odlišné od kritických hodnot, se určí pomocí vztahu:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\bar{\lambda}}{d_{ek}} \cdot \left( \frac{w \cdot d_{ek}}{\bar{v}} \right)^{0,8} \cdot \overline{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.2)$$

Kde:

$d_{ek} [\text{m}]$  je ekvivalentní průměr; při proudění uvnitř trubek je roven vnitřnímu průměru,  $d_{ek} = 0,021 [\text{m}]$ ,

$C_t [-]$  opravný součinitel; všeobecně závisí na teplotě proudu média a stěny, při proudění páry je malý rozdíl mezi teplotou proudu a stěny, proto se v tomto případě volí  $C_t = 1[-]$ ,

$C_d [-]$  opravný součinitel; pro proudění v prstencových potrubích a při jednostranném ohřevu vnitřního nebo vnějšího povrchu, proto se v tomto případě volí  $C_d = 1[-]$ ,

$C_l [-]$  oprava na poměrnou délku; zavádí se jen v případě přímého vstupu média do trubek bez ohybů, při  $l/d_{ek} < 50$  – neuvažuje se protože např. pro průměr  $d_{ek} = 21 [\text{mm}]$  při dodržení podmínky může být délka pouze do 1,05 m což je nepravděpodobné.

## Určení látkových vlastností

Výpočet střední teploty proudu mezipřehřívané páry:

$$t_{\text{stř},C} = \frac{t_{\text{out},C} + t_{\text{in},C}}{2} [^{\circ}\text{C}] \quad (7.3)$$

$$t_{\text{stř},C} = \frac{320 + 195}{2} [^{\circ}\text{C}]$$

$$t_{\text{stř},C} = 257,5 [^{\circ}\text{C}]$$

Všechny látkové vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 7.1. Určené jsou pomocí programu ESS pro páru při tlaku  $p_C$  a střední teplotě  $t_{\text{stř},C}$ . U každé látkové vlastnosti je uveden použitý zápis výpočtu z programu ESS.

Tab. 7.1 Látkové vlastnosti páry při tlaku  $p_C$  a střední teplotě  $t_{\text{stř},C}$ .

Prandtlovo číslo páry při střední teplotě $Pr[1]=Prandtl(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\overline{Pr} = 1,001[-]$
součinitel tepelné vodivosti páry při střední teplotě $k[1]=Conductivity(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\bar{\lambda} = 0,04218 [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
měrný objem páry při střední teplotě $v[1]=Volume(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\bar{v} = 0,1665 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
dynamická viskozita páry při střední teplotě $\mu[1]=Viscosity(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\bar{\mu} = 0,0000183 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}]$

Součinitel kinematické viskozity  $\bar{v}$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] páry při střední teplotě se určí ze vztahu:

$$\bar{v} = \bar{\mu} \cdot \bar{v} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.4)$$

$$\bar{v} = 0,0000183 \cdot 0,1665 [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\bar{v} = 0,000003046 [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$

Výpočtová rychlost páry  $w$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] určí se ze vztahu:

$$w = \frac{\dot{m}_{C,1/3} \cdot \bar{v}}{S_{\text{pa}}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.5)$$

Kde:

$\dot{m}_{C,1/3} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$  je hmotnostní průtok páry, který je díky rozdělení výměníku na 3 části třetinový hmotnostní průtok páry je  $\dot{m}_{C,1/3} = 9 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ ,

Průtočný průřez pro páru  $S_{pa}$  [m<sup>2</sup>] se určí ze vztahu:

$$S_{pa} = \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \cdot n_{tr} \text{ [m}^2\text{]} \quad (7.6)$$

$$S_{pa} = \frac{\pi \cdot 0,021^2}{4} \cdot 288 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{pa} = 0,099 \text{ [m}^2\text{]}$$

Dosazením do vzorce (7.5) získáme:

$$w = \frac{\dot{m}_{C,1/3} \cdot \bar{v}}{S_{pa}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$w = \frac{9 \cdot 0,1665}{0,099} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$w = 15,02 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Dosazením do vzorce (7.2) získáme:

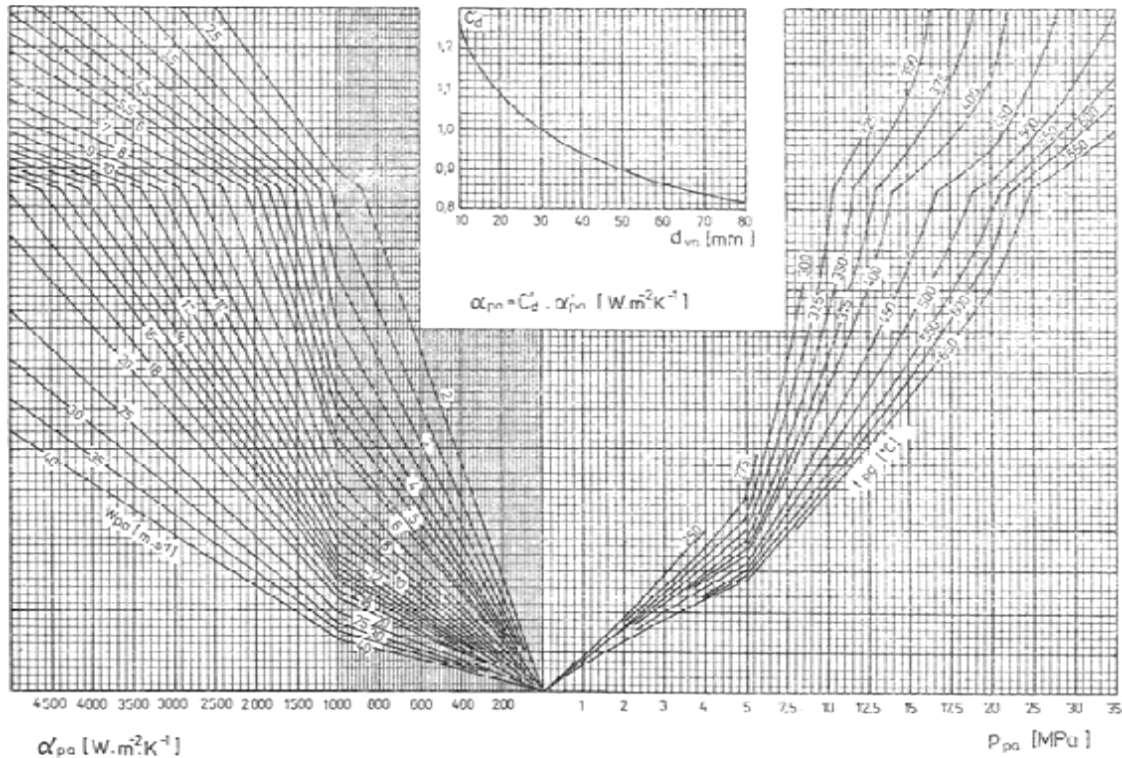
$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\bar{\lambda}}{d_{ek}} \cdot \left( \frac{w \cdot d_{ek}}{\bar{v}} \right)^{0,8} \cdot \overline{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,04218}{0,021} \cdot \left( \frac{15,02 \cdot 0,021}{0,000003046} \right)^{0,8} \cdot 1,001^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$\alpha_2 = 475,2 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

**b) Výpočet součinitele přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře  $\alpha_2$**   
Podle nomogramu literatury [18]

Součinitel přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře  $\alpha_2$  lze pro páru kromě kritické oblasti určit i podle nomogramu 7.1.



Nomogram 7.1 Součinitel přestupu tepla konvekci při podélném obtékání pro přehřátou páru podkritických parametrů. [18]

Pro dané hodnoty:

$$w_{pa} = w = 15,02 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$d_{vn} = d_{ek} = 0,021 \text{ [m]}$$

$$p_{pa} = p_c = 14 \text{ [bar]}$$

$$t_{pa} = t_{stř,C} = 257,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Odečteno z nomogramu 7.1:

$$C_d' = 1,04 \text{ [-]}$$

$$\alpha_{pa}' = 460 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Vypočteno z rovnice uvedené v nomogramu 7.1:

$$\alpha_2 = \alpha_{pa} = C_d' \cdot \alpha_{pa}' \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.7)$$

$$\alpha_2 = \alpha_{pa} = 1,04 \cdot 460 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_2 = \alpha_{pa} = 478,4 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Srovnání vypočtených součinitelů přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře  $\alpha_2$  je v tabulce 7.2, pro další výpočty bude uvažováno s nižším výsledkem. Tedy výsledkem podle použité metody a).

Tab.7.2 Hodnoty součinitelů přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře  $\alpha_2$ .

a)	$\alpha_2 = 475,2 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
b)	$\alpha_2 = 478,4 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

### 7.1.2 Určení součinitele přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na vodorovné ploše $\alpha_1$

#### a) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na vodorovné ploše $\alpha_1$

Podle literatury [18]

Součinitel přestupu tepla od syté páry ke stěně trubky při kondenzaci pro výměníky s vodorovným svazkem trubek se určí ze vztahu:

$$\alpha_1 = 4,9 \cdot \beta \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{\text{vo}}^2 \cdot \lambda_{\text{vo}}^3 \cdot r}{\mu_{\text{vo}} \cdot \Delta t \cdot d_{\text{ek}}}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.8)$$

Kde:

$\beta[-]$  je součinitel zohledňující vliv pohybu páry; určuje se podle pomocné části nomogramu 7.2 v závislosti od hodnoty  $w_{\text{pa}}^2 \cdot \alpha_0$  a tlaku páry  $p_{\text{H}}$ ; při omývání trubek tokem páry, proudícím částečně nahoru a částečně dolů, se bere  $\beta = 0,5 \cdot (\beta_{\text{h}} + \beta_{\text{d}})$   
 $d_{\text{ek}} = d_2 = 0,025 \text{ [m]}$

#### Určení teplotního rozdílu mezi parou a stěnou $\Delta t$ [°C]

Spád teplot  $\Delta t$  je mezi teplotou syté páry a teplotou vnějšího povrchu stěny trubky. Při ochlazování páry probíhá její kondenzace na stěně trubek. Ve vrstvě vznikajícího kondenzátu se vytvoří spád teplot.

Určení teplotního rozdílu mezi parou a stěnou se určí ze vzorce:

$$\Delta t = t_{\text{in,H}} - t_{\text{w}} \text{ [°C]} \quad (7.9)$$



### Určení teploty vnějšího povrchu stěny trubky

Pro velmi hrubý odhad povrchové teploty trubky lze volit součinitel přestupu tepla, který se při kondenzaci pohybuje kolem hodnoty  $\alpha_1 = 10000 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ . Pro předběžný výpočet povrchové teploty stěny trubky tak bude voleno  $\alpha_1 = 10000 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ , součinitel prostupu tepla se bude pravděpodobně pohybovat v rozmezí  $k = 200 \div 500 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ , pro předběžný výpočet je brána hodnota  $k = 400 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ .

Povrchovou teplotu stěny tak lze vypočítat ze vztahu:

$$t_w^* = t_{in,H} - \frac{k \cdot (t_{in,H} - t_{stf,C})}{\alpha_1} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.10)$$
$$t_w^* = 339 - \frac{400 \cdot (339 - 257,5)}{10000} \text{ [}^\circ\text{C]}$$
$$t_w^* = 335,74 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Z vypočtené hodnoty  $t_w^*$  je teplota zaokrouhlena na  $t_w = 336 \text{ [}^\circ\text{C]}$ .

Teplotní rozdíl mezi parou a stěnou  $\Delta t \text{ [}^\circ\text{C]}$  se získá dosazením do vzorce (7.9):

$$\Delta t = t_{in,H} - t_w \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t = 339 - 336 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t = 3 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Podle literatury [21] je toto minimální teplotní spád pro rozvoj kondenzace.

### Určení látkových vlastností potřebných pro výpočet

Látkové vlastnosti se určují pro střední teplotu vrstvy kondenzátu (filmu)  $\bar{t}_{kon}$  na trubce, v tomto případě se tato teplota vypočte:

$$\bar{t}_{kon} = \frac{t_{in,H} - t_w}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.11)$$
$$\bar{t}_{kon} = \frac{339 - 336}{2} \text{ [}^\circ\text{C]}$$
$$\bar{t}_{kon} = 337,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Látkové vlastnosti se tedy určí pro střední teplotu vrstvy kondenzátu  $\bar{t}_{kon}$  a pro suchost  $x = 0 [-]$  pro kondenzát nebo  $x = 1 [-]$  pro páru. Entalpie jsou určeny pro teplotu  $t_{H,in}$  a pro dané sytosti. Všechny látkové vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 7.2. Určené jsou pomocí programu ESS u každé látkové vlastnosti je uveden použitý zápis výpočtu z programu ESS.

Tab.7.2 Látkové vlastnosti určené pro střední teplotu vrstvy kondenzátu  $\bar{t}_{kon}$  a pro suchost  $x = 0 [-]$  pro kondenzát, nebo  $x = 1 [-]$  pro páru. A entalpie jsou určeny pro teplotu  $t_{H,in}$  a pro dané sytosti.

hustota vody $\rho_{vo}[1]=Density(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[1])$	$\rho_{vo} = 618,6[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
hustota páry $\rho_{pa}[1]=Density(Steam\_IAPWS;x=1;T=T[1])$	$\rho_{pa} = 88,43[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
Prandtlovočíslo vody $Pr[1]=Prandtl(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[1])$	$Pr_{vo} = 1,192[-]$
součinitel tepelné vodivosti vody $k[1]=Conductivity(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[1])$	$\lambda_{vo} = 0,4737 [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
dynamická viskozita vody $\mu[1]=Viscosity(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[1])$	$\mu_{vo} = 0,00007149 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}]$
dynamická viskozita páry $\mu[1]=Viscosity(Steam\_IAPWS;x=1;T=T[1])$	$\mu_{pa} = 0,00002229 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}]$
entalpie syté vody $h[1]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[1])$	$i_{vo} = 1587422[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
entalpie syté páry $h[1]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;x=1;T=T[1])$	$i_{pa} = 2626902[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
měrný objem vody $v[1]=Volume(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[1])$	$\dot{v}_{vo} = 0,001616 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
měrný objem páry $v[1]=Volume(Steam\_IAPWS;x=1;T=T[1])$	$\dot{v}_{pa} = 0,01131 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

Součinitel kinematické viskozity vodního kondenzátu  $\nu_{vo} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$  se určí ze vztahu:

$$\nu_{vo} = \mu_{vo} \cdot \dot{v}_{vo} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.12)$$

$$\nu_{vo} = 0,00007149 \cdot 0,001616 [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\nu_{vo} = 0,00000011528 [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$

Výparné teplo při tlaku vody ve výměníku se vypočte jako rozdíl entalpie syté páry a entalpie syté vody podle vzorce:

$$r = i_{pa} - i_{vo} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7.13)$$

$$r = 2626902 - 1587422 [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$r = 1039480 [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] = 1039 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Určení součinitele zohledňujícího vliv pohybu páry  $\beta [-]$

Určuje se podle pomocné části nomogramu 7.2 v závislosti od hodnoty  $w_{pa}^2 \cdot \alpha_0$

Pro určení  $\beta [-]$  je potřeba určit hodnotu:

$$w_{pa}^2 \cdot \alpha_0$$

Kde:

$w_{pa} [m \cdot s^{-1}]$  je rychlost páry v komoře výměníku tepla,

$\alpha_0 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je pomocný součinitel přestupu tepla určený z nomogramu 7.2.

Rychlost páry v komoře výměníku tepla  $w_{pa} [m \cdot s^{-1}]$  se vypočte dle vzorce:

$$w_{pa} = \frac{m_{H_2O} \cdot \dot{V}_{pa}}{\bar{S}_{pa}} [m \cdot s^{-1}] \quad (7.14)$$

Kde:

$\bar{S}_{pa} [m^2]$  je průměrný průtočný průřez pro páru. Počítá se jako čistý průřez pro průtok páry pro každou vodorovnou řadu zvlášť a zprůměruje se úměrně k výhřevné ploše řad  $S_1, S_2$ .

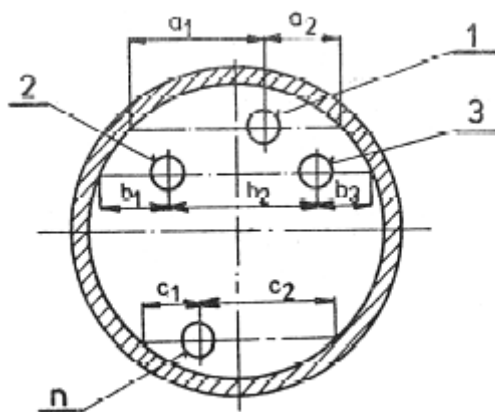
Průměrný průtočný průřez pro páru  $\bar{S}_{pa} [m^2]$  se vypočte podle vztahu:

$$\bar{S}_{pa} = \frac{l_a \cdot \Sigma S}{\frac{S_1}{a_1 + a_2} + \frac{S_2 + S_3}{b_1 + b_2 + b_3} + \frac{S_n}{c_1 + c_2}} [m^2] \quad (7.15)$$

Kde:

$l_a [m]$  je aktivní délka obtékaná parou, odhadnuto  $l = 5 [m]$ ,

$a, b, c [m]$  odpovídající mezery mezi trubkami a stěnami v prvním, druhém třetím, atd. řadě výměníku tepla viz obrázek 7.1.



Obr. 7.1 Schéma výpočtu průměrného průtočného průřezu pro páru. [18]

Vzorec (7.15) lze upravit na vztah:

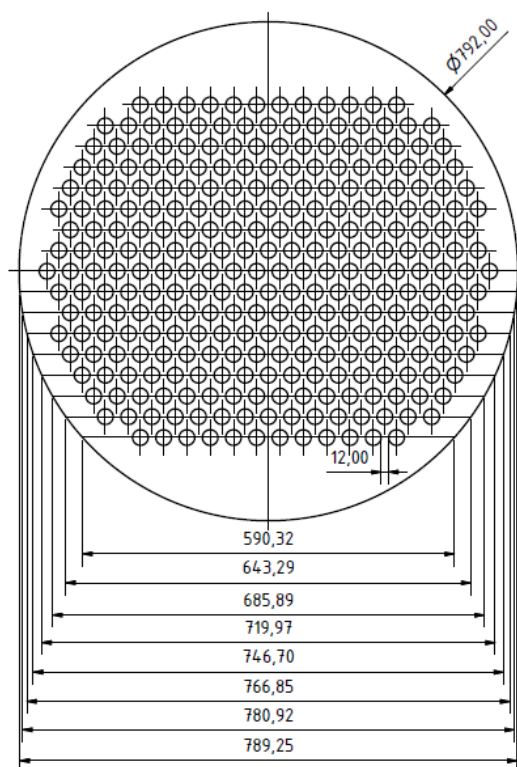
$$\bar{S}_{pa} = \frac{l_a \cdot \Sigma S}{\frac{\Sigma S_1}{l_1} + \frac{\Sigma S_2}{l_2} + \dots + \frac{\Sigma S_n}{l_n}} [m^2] \quad (7.16)$$

Kde:

$l_a [m]$  je aktivní délka obtékaná parou, odhadnuto  $l = 5 [m]$ ,

$l_n [m]$  šířka průřezu ve vybrané n-té řadě trubek výměníku tepla (obrázek 7.2),

$\Sigma S_n [m^2]$  plocha všech děr ve vybrané n-té řadě trubek výměníku tepla.



Obr 7.2. Nákres vnitřního průřezu výměníku.

Tab. 7.3 Tabulka hodnot pro výpočet průměrného průtočného průřezu páry.

Řada	Počet děr [-]	$\Sigma S_n$ [m <sup>2</sup> ]	Délka [m]	$\frac{\Sigma S_n}{l_n}$ [-]
1	12	0,005890486	0,59032	0,508198943
2	15	0,007363108	0,64329	0,58294082
3	16	0,007853982	0,68589	0,583183892
4	17	0,008344855	0,71997	0,590302374
5	18	0,008835729	0,7467	0,602651667
6	19	0,009326603	0,76685	0,619417096
7	18	0,008835729	0,78092	0,576243405
8	19	0,009326603	0,78925	0,601837187
9	20	0,009817477	0,792	0,631313131
10	19	0,009326603	0,78925	0,601837187
11	18	0,008835729	0,78092	0,576243405
12	19	0,009326603	0,76685	0,619417096
13	18	0,008835729	0,7467	0,602651667
14	17	0,008344855	0,71997	0,590302374
15	16	0,007853982	0,68589	0,583183892
16	15	0,007363108	0,64329	0,58294082
17	12	0,005890486	0,59032	0,508198943
$\Sigma S$ [m <sup>2</sup> ]		0,141371669	$\Sigma \frac{\Sigma S_n}{l_n}$ [m]	0,195581105

Dosadíme do rovnice (7.16) pro průměrný průtočný průřez pro páru hodnoty z tabulky 7.3:

$$\bar{S}_{pa} = \frac{l_a \cdot \Sigma S}{\frac{\Sigma S_1}{l_1} + \frac{\Sigma S_2}{l_2} + \dots + \frac{\Sigma S_n}{l_n}} [m^2]$$

$$\bar{S}_{pa} = \frac{l_a \cdot \Sigma S}{\Sigma \frac{\Sigma S_n}{l_n}} [m^2]$$

$$\bar{S}_{pa} = \frac{5 \cdot 0,141371669}{0,195581105} [m^2]$$

$$\bar{S}_{pa} = 3,61 [m^2]$$

Dosazením do rovnice (7.14) se získá rychlost páry v komoře výměníku tepla:

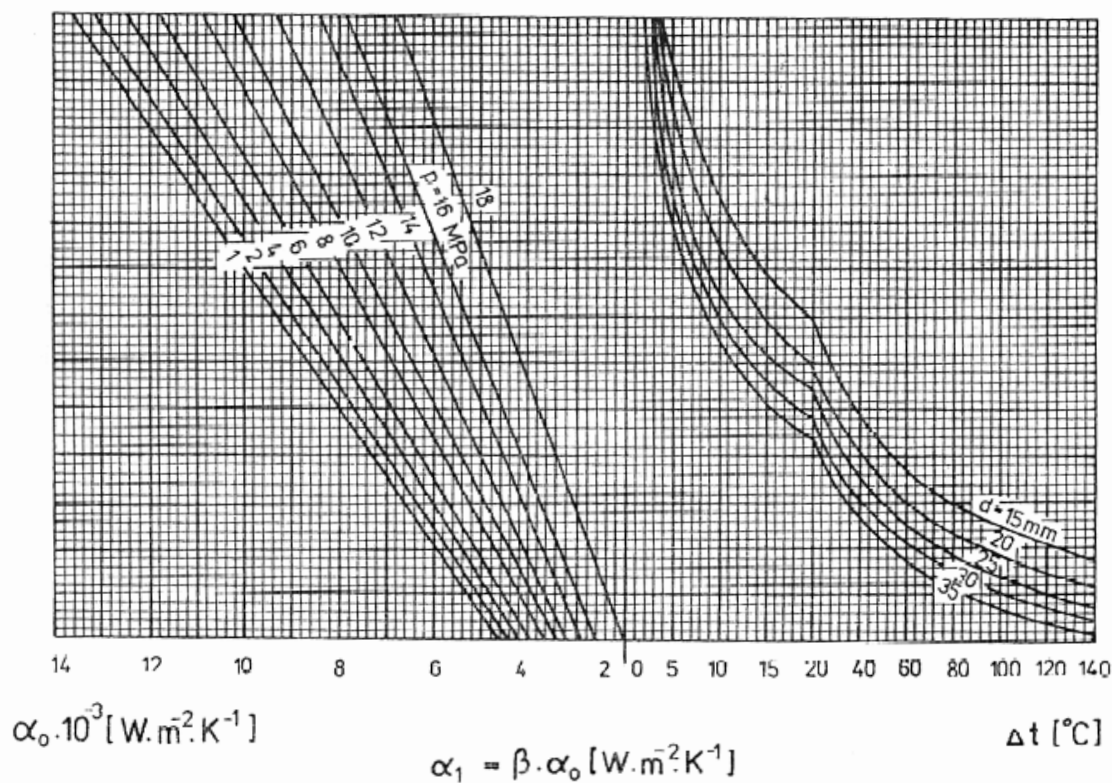
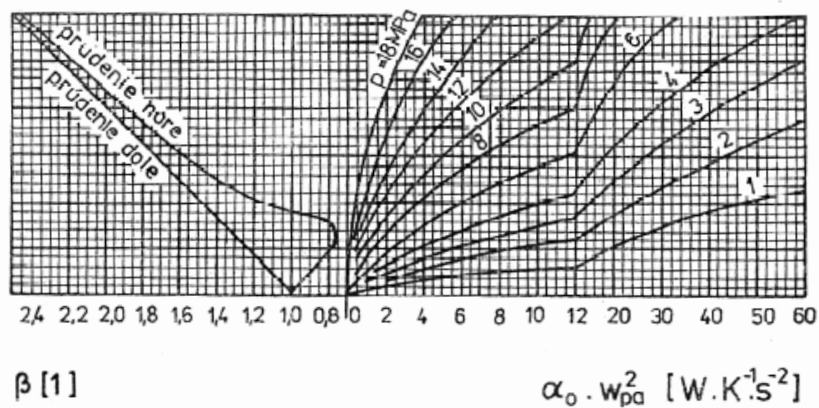
$$w_{pa} = \frac{\dot{m}_{H,1/3} \cdot \dot{v}_{pa}}{\bar{S}_{pa}} [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_{pa} = \frac{2,57 \cdot 0,01131}{3,61} [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_{pa} = 0,008 [m \cdot s^{-1}]$$

Díky zvolenému teplotnímu spádu  $\Delta t$  a průměru trubek se z nomogramu 7.2 určí součinitel přestupu tepla od nepohybující se páry k stěně vodorovných trubek  $\alpha_0 = 8200 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ .

Po vypočtení  $\alpha_0 \cdot w_{pa}^2 = 8200 \cdot 0,000065 = 0,53 [m \cdot s^{-1}]$  se z nomogramu 7.2 pro daný tlak  $p_H$  a směr proudění (dolů) určí součinitel zohledňující vliv pohybu páry  $\beta = 1,3 [-]$ .



Nomogram 7.2 Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry ve svazku vodorovných trubek. [18]

Dosazením do rovnice (7.8) se získá součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci pro výměníky s vodorovným svazkem trubek:

$$\alpha_1 = 4,9 \cdot \beta \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{v0}^2 \cdot \lambda_{v0}^3 \cdot r}{\mu_{v0} \cdot \Delta t \cdot d_{ek}}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 4,9 \cdot 1,3 \cdot \sqrt[4]{\frac{618,6^2 \cdot 0,4737^3 \cdot 1057}{0,00007149 \cdot 3 \cdot 0,025}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 10719 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

**b) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na vodorovné ploše  $\alpha_1$**

Podle nomogramu literatury [18]

Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry ve svazku vodorovných trubek se dá určit i podle nomogramu 7.2 s použitím součinitele  $\alpha_0$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ] dosazením do rovnice:

$$\alpha_1 = \beta \cdot \alpha_0 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.17)$$

$$\alpha_1 = 1,3 \cdot 8200 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 10660 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

**c) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na vodorovné ploše  $\alpha_1$**

Podle literatury [19]

Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci pro výměníky s vodorovným svazkem trubek se určí ze vztahu:

$$\alpha_1 = 4,975 \cdot \beta \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{v0} \cdot \lambda_{v0}^3 \cdot r}{v_{v0} \cdot \Delta t \cdot d_{ek}}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.18)$$

Výpočet se liší pouze rozdílným postupem výpočtu rychlosti páry v komoře výměníku tepla. Tato rychlost ale ovlivní hodnotu součinitele zohledňujícího vliv pohybu páry  $\beta[-]$  a tím i konečný výsledek výpočtu.

Určení součinitele zohledňujícího vliv pohybu páry  $\beta[-]$

Rychlost páry v komoře výměníku tepla  $w_{pa}$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] se vypočte ze středního (počátečního a konečného) výpočtového množství podle vzorce:

$$w_{pa} = \frac{\dot{m}_{H,1/3} \cdot \dot{V}_{pa}}{2 \cdot \bar{F}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.19)$$

Kde:

$\bar{F}$  [ $\text{m}^2$ ] je střední světlý průřez pro páru; určí se v závislosti na konstrukčním uspořádání trubek v kondenzátoru.

Střední světlý průřez pro páru se vypočte:

$$\bar{F} = (m - n \cdot d_2) \cdot L [\text{m}^2] \quad (7.20)$$

Kde:

$m$  [ $\text{m}$ ] je střední šířka průřezu pro proud páry, lze brát přibližně  $0,8 \cdot d_{vk}$  ( $d_{vn}$  je vnitřní průměr kondenzátoru),

$n$   $[-]$  je střední počet trubek v průřezu kolmém na proud páry,

$L$  [ $\text{m}$ ] je délka svazku trubek; voleno  $L = 5$  [ $\text{m}$ ].

Střední šířka průřezu pro proud páry  $m[m]$  se určí podle:

$$m = 0,8 \cdot d_{vk} [m] \quad (7.21)$$

Kde:

$d_{vn} [m]$  je vnitřní průměr kondenzátoru, který je 0,792[m].

Dosazením do vzorce (7.21) se získá:

$$m = 0,8 \cdot d_{vk} [m]$$

$$m = 0,8 \cdot 0,792 [m]$$

$$m = 0,633 [m]$$

Střední počet trubek v průřezu kolmém na proud páry  $n[-]$  se určí podle:

$$n = \frac{\text{součet všech děl}}{\text{počet řad}} [-] \quad (7.22)$$

$$n = \frac{288}{17} [-]$$

$$n = 16,94 [-]$$

Dosazení do vzorce (7.20):

$$\bar{F} = (m - n \cdot d_2) \cdot L [m^2]$$

$$\bar{F} = (0,633 - 16,94 \cdot 0,025) \cdot 5 [m^2]$$

$$\bar{F} = 1,05 [m^2]$$

Dosazení do vzorce (7.19):

$$w_{pa} = \frac{\dot{m}_{H,1/3} \cdot \dot{v}_{pa}}{2 \cdot \bar{F}} [m \cdot s^{-1}]$$

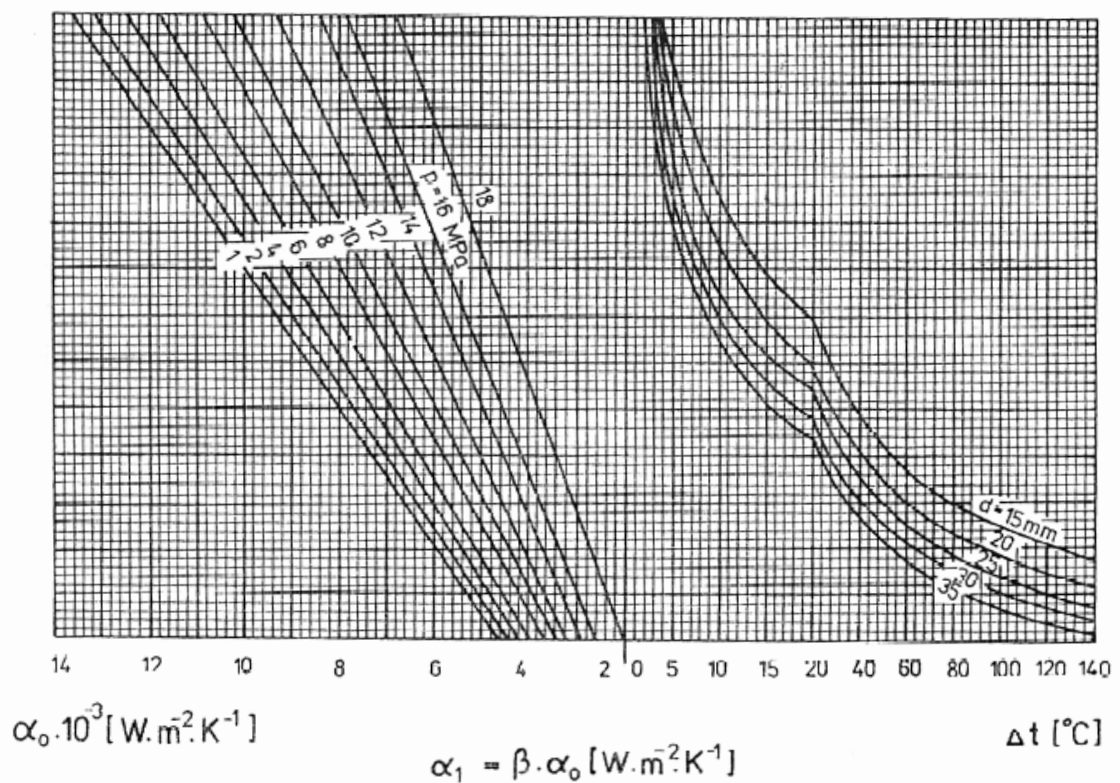
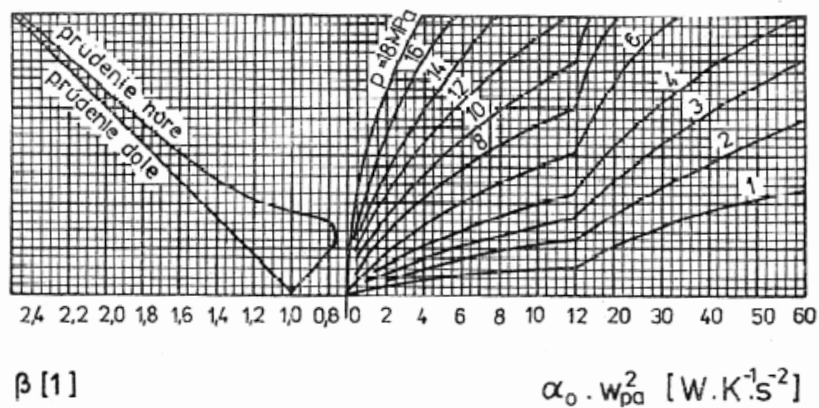
$$w_{pa} = \frac{2,57 \cdot 0,01131}{2 \cdot 1,05} [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_{pa} = 0,013 [m \cdot s^{-1}]$$

Díky zvolenému teplotnímu spádu  $\Delta t$  a průměru trubek se z nomogramu 7.3 určí součinitel přestupu tepla od nepohybující se páry k stěně vodorovných trubek  $\alpha_0 = 8200 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ .

Po vypočtení  $\alpha_0 \cdot w_{pa}^2 = 8200 \cdot 0,013^2 = 1,57 [m \cdot s^{-1}]$  se z nomogramu 7.3 pro daný tlak  $p_H$  a směr proudění (dolů) určí součinitel zohledňující vliv pohybu páry  $\beta = 1,6 [-]$ .





Nomogram 7.3 Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry ve svazku vodorovných trubek. [19]

Dosazením do rovnice (7.18) se získá součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci pro výměníky s vodorovným svazkem trubek:

$$\alpha_1 = 4,975 \cdot \beta \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{v0} \cdot \lambda_{v0}^3 \cdot r}{\nu_{v0} \cdot \Delta t \cdot d_{ek}}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 4,975 \cdot 1,6 \cdot \sqrt[4]{\frac{618,6 \cdot 0,4737^3 \cdot 1057}{0,0000001155 \cdot 3 \cdot 0,025}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 13396 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

**d) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na vodorovné ploše  $\alpha_1$**

Podle nomogramu z literatury [19]

Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry ve svazku vodorovných trubek se dá určit i podle nomogramu 7.3 s použitím součinitele  $\alpha_0$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ] dosazením do rovnice:

$$\alpha_1 = \beta \cdot \alpha_0 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.23)$$

$$\alpha_1 = 1,6 \cdot 8200 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 13120 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

**e) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na vodorovné ploše  $\alpha_1$**

Podle literatury [20]

Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry ve svazku vodorovných trubek se dá určit i pomocí vzorce:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{d_{ek} \cdot \Delta t}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.24)$$

Kde:

$C$  [—] je opravný součinitel; pro vodorovné trubky je rovna 0,72.

Hodnota  $\sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu}}$  odmocniny se určí z tabulky 7.4 pro přibližnou střední teplotu kondenzátu, hodnota  $\sqrt[4]{r}$  se určí z tabulky 7.4 podle teploty syté páry.

Protože přibližná střední teplota kondenzátu  $\bar{t}_{kon} = 337,5[^\circ\text{C}]$  a teplota syté páry je  $t_{H,in} = 339[^\circ\text{C}]$ , je z tabulky 7.4 odečtena hodnota výrazu  $\sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu}}$  a hodnota výrazu  $\sqrt[4]{r}$  pro  $340^\circ\text{C}$ .

Tab. 7.4 Pomocné hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla při kondenzaci vodní páry. [20]

t [°C]	p[Pa]	$\sqrt[4]{r}$ [kJ · kg <sup>-1</sup> ] <sup>1/4</sup>	$\sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu}}$ [J <sup>3</sup> · kg <sup>-8</sup> · s <sup>-2</sup> · K <sup>-3</sup> ] <sup>1/4</sup>
0	588,399	7,049999	983,73
20	2353,596	7,021398	1203,24
40	7354,988	7,007098	1390,23
60	19907,5	6,978498	1552,83
80	47366,12	6,935597	1682,91
100	101008,5	6,892696	1788,6
120	199075	6,864096	1869,9
140	361865,4	6,806895	1926,81
160	617819	6,763995	1951,2
180	1003220	6,692494	1967,46
200	1555335	6,635293	1975,59
220	2324176	6,578092	1959,33
240	3347990	6,46369	1951,2
260	4694443	6,377889	1869,9
280	6419433	6,263488	1796,73
300	8591606	6,106185	1707,3
320	11287454	5,905983	1585,35
340	14611909	<b>5,648579</b>	<b>1414,62</b>
360	18671862	5,176672	1170,72

Výpočet dle rovnice (7.24):

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{d_{ek} \cdot \Delta t}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 0,72 \cdot 1414,62 \cdot \frac{5,648579}{\sqrt[4]{0,025 \cdot 3}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 10993 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

**f) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na vodorovné ploše  $\alpha_1$**

Podle literatury [21]

Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry ve svazku vodorovných trubek se dá určit i pomocí vzorce:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{vo}^2 \cdot \lambda_{vo}^3 \cdot g \cdot r}{d_{ek} \cdot \mu_{vo} \cdot \Delta t}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (7.25)$$

Kde:

$C [-]$  je opravný součinitel; pro vodorovné trubky je roven 0,725,

$r [J \cdot kg^{-1}]$  je výparné teplo; pro tento výpočet se dosazuje v  $[J \cdot kg^{-1}]$ .

Dosazením do vzorce (7.25) se výpočte součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{vo}^2 \cdot \lambda_{vo}^3 \cdot g \cdot r}{d_{ek} \cdot \mu_{vo} \cdot \Delta t}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 0,725 \cdot \sqrt[4]{\frac{612,4^2 \cdot 0,4696^3 \cdot 9,81 \cdot 1039480}{0,025 \cdot 0,00007067 \cdot 3}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 12222 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Srovnání vypočtených součinitelů přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na vodorovné ploše  $\alpha_1$  je v tabulce 7.5, pro další výpočty bude uvažováno s výsledkem výpočtu podle metody a), protože hodnota je sice srovnatelná s ostatními, ale je nejmenší, takže bude zajištěno, že tepelný výkon bude dostatečný.

*Tab.7.5 Hodnoty součinitelů přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na vodorovné ploše  $\alpha_1$*

a)	$\alpha_1 = 10660 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
b)	$\alpha_1 = 10719 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
c)	$\alpha_1 = 13120 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
d)	$\alpha_1 = 13396 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
e)	$\alpha_1 = 10994 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
f)	$\alpha_1 = 12222 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

Dosazením do rovnice (7.1) se vypočte součinitel prostupu tepla u vodorovných trubek pro zvolené součinitele přestupu tepla:

$$k = \frac{\xi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{st}}{\lambda_{st}} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k = \frac{0,9}{\frac{1}{10660} + \frac{0,002}{46} + \frac{1}{475,2}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k = 401,4 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] = k_{\text{vodorovná}}$$

Při použití monogramu 7.2 se předběžně zadá hodnota  $\Delta t [^{\circ}\text{C}]$  a po určení součinitele přechodu tepla  $k \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  se kontroluje podle vztahu:

$$\Delta t = \frac{k \cdot (t_s - t_{stř,C})}{\alpha_1} \text{ [}^{\circ}\text{C}] \quad (7.26)$$

Kde:

$t_s [^{\circ}\text{C}]$  je teplota sytosti při tlaku páry ve výměníku.

Dosazením do vzorce (7.26) se získá:

$$\Delta t = \frac{k \cdot (t_s - t_{stř,C})}{\alpha_1} \text{ [}^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta t = \frac{401,474 \cdot (339 - 257,5)}{10660} \text{ [}^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta t = 3,06 \text{ [}^{\circ}\text{C}]$$

Když je rozdíl mezi vypočítanou a předběžně odhadnutou hodnotou  $\Delta t$  větší než 25 %, hodnoty  $\alpha_1$  a  $k$  se přepočítají a hodnota  $\Delta t$  se upřesní. Odhadnuta byla  $\Delta t = 3 \text{ [}^{\circ}\text{C}]$ , což je menší rozdíl než 25 %, výpočet je tedy dostatečně přesný.

## 7.2 Výpočet délky trubek pro vodorovné uspořádání

Výpočet celkové délky trubek pro vodorovné uspořádání:

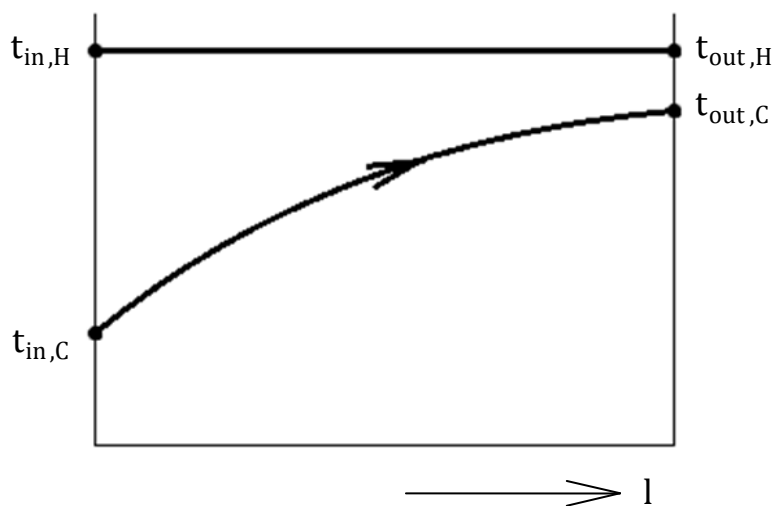
$$l = \frac{S}{\pi \cdot d_{stř}} \text{ [m]} \quad (7.27)$$

Velikosti teplosměnné plochy pro vodorovné uspořádání  $S [\text{m}^2]$  se vypočte:

$$S = \frac{\frac{Q}{3}}{k \cdot \Delta t_{stř}} \text{ [m}^2\text{]} \quad (7.28)$$

### Výpočet střední logaritmické teploty

Teplotní rozdíl pro případy, kdy teplota jednoho média je konstantní (kondenzace, vypařování), se podle literatury [18] počítá stejně jako pro souprroudý nebo protiproudý výměník, viz obrázek 7.3.



Obr. 7.3. Průběh teplot ve výměníku.

Výpočet logaritmické teploty:

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{(t_{\text{in,H}} - t_{\text{in,C}}) - (t_{\text{out,H}} - t_{\text{out,C}})}{\ln\left(\frac{t_{\text{in,H}} - t_{\text{in,C}}}{t_{\text{out,H}} - t_{\text{out,C}}}\right)} \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (7.29)$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{(339 - 195) - (339 - 320)}{\ln\left(\frac{339 - 195}{339 - 320}\right)} \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = 61,71 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

Dosažením do vzorce (7.28) se získá velikosti teplosměnné plochy pro vodorovné uspořádání  $S \text{ [m}^2\text{]}$ :

$$S = \frac{\frac{Q}{3}}{k \cdot \Delta t_{\text{stř}}} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S = \frac{\frac{7992000}{3}}{401,4 \cdot 61,71} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S = 107,51 \text{ [m}^2\text{]}$$

Střední průměr trubky  $d_{\text{stř}} = 0,023 \text{ [m]}$  je vypočten výše v kapitole 6.3.2.

Dosazením do vzorce (7.27) se získá celková délka trubek pro vodorovné uspořádání:

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d_{stř}} \text{ [m]}$$

$$l = \frac{107,51}{\pi \cdot 0,023} \text{ [m]}$$

$$l = 1487 \text{ [m]}$$

#### Výpočet přibližné délky střední trubky

Vzhledem k tomu že výměník bude zahnutý, nebude délka všech trubek stejná. Přibližná délka střední trubky bude:

$$l_{tr} = \frac{l}{n_{tr}} \text{ [m]} \quad (7.30)$$

$$l_{tr} = \frac{1487}{288} \text{ [m]}$$

$$l_{tr} = 5,16 \text{ [m]}$$

#### Výpočet délky rovné části výměníku

Teplosměnná plocha trubek v ohybu výměníku je  $S_{ohybu} = 45,76 \text{ [m}^2\text{]}$  (byla určena výše), o tuto plochu je potřeba zmenšit velikost teplosměnné plochy pro vodorovné uspořádání  $S \text{ [m}^2\text{]}$ :

$$S_{rovná} = S - S_{ohybu} \text{ [m}^2\text{]} \quad (7.31)$$

$$S_{rovná} = 107,51 - 45,76 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{rovná} = 61,75 \text{ [m}^2\text{]}$$

Celková délka trubek pro rovnou část výměníku vodorovného uspořádání:

$$l = \frac{S_{rovná}}{\pi \cdot d_{stř}} \text{ [m]} \quad (7.32)$$

$$l = \frac{61,75}{\pi \cdot 0,023} \text{ [m]}$$

$$l = 854,62 \text{ [m]}$$

Výpočet délky rovné části výměníku (každá strana zvlášť):

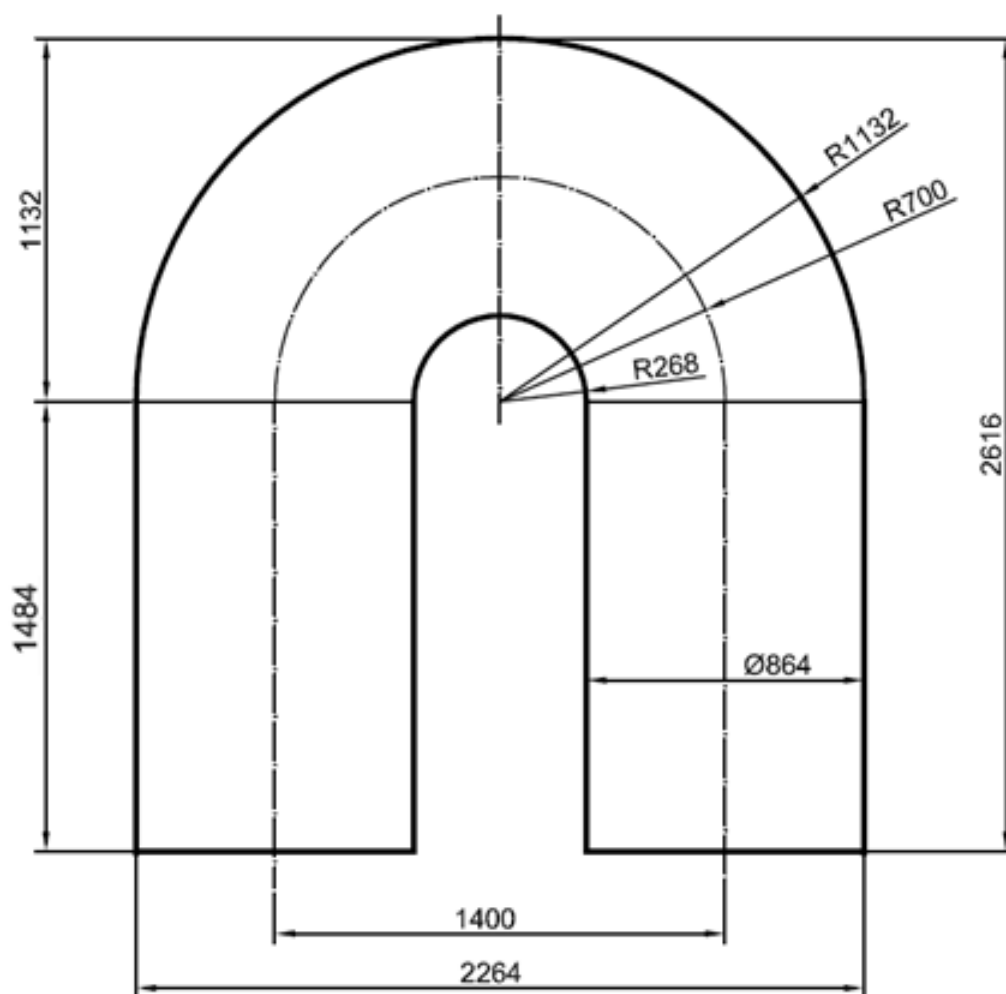
$$l_{rovná} = \frac{l}{n_{tr}} \cdot \frac{1}{2} \text{ [m]} \quad (7.33)$$

$$l_{rovná} = \frac{854,62}{288} \cdot \frac{1}{2} \text{ [m]}$$

$$l_{rovná} = 1,484 \text{ [m]}$$

### 7.3 Celkové rozměry vodorovného výměníku

Celkové rozměry vodorovného výměníku jsou vyznačený na obrázku 7.4.



Obr 7.4 Rozměry vodorovného výměníku



## 8. Výpočet rozměrů svislého výměníku

### 8.1 Výpočet součinitele prostupu tepla u svislých trubek

Výpočet součinitele prostupu tepla se také vypočte dle vzorce (7.1):

$$k = \frac{\xi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{st}}{\lambda_{st}} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Kde:

$\alpha_1 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky (kondenzace),

$\alpha_2 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře,

$\xi [-]$  je součinitel využití výhřevné plochy; pro kondenzaci páry na svislé ploše

$\xi = 1,0 [-]$ .

#### 8.1.1 Určení součinitele přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře $\alpha_2$

Proudění je stejné jako u vodorovného uspořádání, pro další výpočty bude uvažováno s hodnotou určenou v bodě 7.1.1,  $\alpha_2 = 475,2 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ .

#### 8.1.2 Určení součinitele přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na svislé ploše $\alpha_1$

##### a) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na svislé ploše $\alpha_1$

Podle literatury [18]

Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na svislé ploše lze vypočítat dle vzorce:

$$\alpha_1 = 0,024 \cdot \frac{\lambda_{vo}}{d_{ek}} \cdot \left( \frac{w_{vo} \cdot d_{ek}}{v_{vo}} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_{vo}^{0,43} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{\rho_{vo}}{\rho_{pa}}}}{2} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (8.1)$$

Kde:

$w_{vo} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$  je rychlost vody; určuje se podle celkového množství kondenzátu, rovnajícího se celkovému hmotnostnímu průtoku páry.

### Určení teplotního rozdílu mezi parou a stěnou $\Delta t$ [°C]

Spád teplot  $\Delta t$  mezi teplotou syté páry a teplotou vnějšího povrchu stěny trubky. Při ochlazování páry probíhá její kondenzace na stěně trubek. Ve vrstvě vznikajícího kondenzátu se vytvoří spád teplot.

Určení teplotního rozdílu mezi parou a stěnou se určí ze vzorce (7.9):

$$\Delta t = t_{in,H} - t_w \text{ [°C]}$$

### Určení teploty vnějšího povrchu stěny trubky

Pro hrubý odhad povrchové teploty trubky lze volit součinitel přestupu tepla, který se při svislé kondenzaci pohybuje kolem hodnoty  $\alpha_1 = 4000 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ . [21] Pro předběžný výpočet povrchové teploty stěny trubky je voleno  $\alpha_1 = 10000 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ . [21] Součinitel prostupu tepla se bude pravděpodobně pohybovat v rozmezí  $k = 200 \div 500 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  pro předběžný výpočet je brána hodnota  $k = 400 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ .

Povrchovou teplotu stěny tak lze vypočítat ze vztahu (7.10):

$$t_w^* = t_{in,H} - \frac{k \cdot (t_{in,H} - t_{stř,C})}{\alpha_1} \text{ [°C]}$$

$$t_w^* = 339 - \frac{400 \cdot (339 - 257,5)}{4000} \text{ [°C]}$$

$$t_w^* = 330,85 \text{ [°C]}$$

Z vypočtené hodnoty  $t_w^*$  je teplota zaokrouhlena na  $t_w = 331 \text{ [°C]}$

Teplotní rozdíl mezi parou a stěnou  $\Delta t$  [°C] se získá dosazením do vzorce (7.9):

$$\Delta t = t_{in,H} - t_w \text{ [°C]}$$

$$\Delta t = 339 - 331 \text{ [°C]}$$

$$\Delta t = 8 \text{ [°C]}$$

### Určení látkových vlastností potřebných pro výpočet

Látkové vlastnosti se určují pro střední teplotu vrstvy kondenzátu (filmu)  $\bar{t}_{kon}$  na trubce, v tomto případě se tato teplota vypočte ze vzorce (7.11):

$$\bar{t}_{kon} = \frac{t_{in,H} + t_w}{2} [^{\circ}\text{C}]$$

$$\bar{t}_{kon} = \frac{339 + 331}{2} [^{\circ}\text{C}]$$

$$\bar{t}_{kon} = 335 [^{\circ}\text{C}]$$

Látkové vlastnosti se tedy určí pro střední teplotu vrstvy kondenzátu  $\bar{t}_{kon}$  a pro suchost  $x = 0 [-]$  pro kondenzát nebo  $x = 1 [-]$  pro páru. Entalpie jsou určeny pro teplotu  $t_{H,in}$  a pro dané sytosti. Všechny látkové vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 8.1. Určené jsou pomocí programu ESS, u každé látkové vlastnosti je uveden použitý zápis výpočtu z programu ESS.

*Tab.8.1 Látkové vlastnosti určené pro střední teplotu vrstvy kondenzátu  $\bar{t}_{kon}$  a pro suchost  $x = 0 [-]$  pro kondenzát, nebo  $x = 1 [-]$  pro páru. Entalpie jsou určeny pro teplotu  $t_{H,in}$  a pro dané sytosti.*

hustota vody $\rho_{vo}[I]=Density(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[I])$	$\rho_{vo} = 626,3 [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
hustota páry $\rho_{pa}[I]=Density(Steam\_IAPWS;x=1;T=T[I])$	$\rho_{pa} = 84,4 [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
Prandtlovo číslo vody $Pr[I]=Prandtl(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[I])$	$Pr_{vo} = 1,156 [-]$
součinitel tepelné vodivosti vody $k[I]=Conductivity(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[I])$	$\lambda_{vo} = 0,4789 [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
dynamická viskozita vody $\mu[I]=Viscosity(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[I])$	$\mu_{vo} = 0,00007253 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}]$
dynamická viskozita páry $\mu[I]=Viscosity(Steam\_IAPWS;x=1;T=T[I])$	$\mu_{pa} = 0,00002205 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}]$
entalpie syté vody $h[I]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[I])$	$i_{vo} = 1587422 [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
entalpie syté páry $h[I]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;x=1;T=T[I])$	$i_{pa} = 2626902 [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
měrný objem vody $v[I]=Volume(Steam\_IAPWS;x=0;T=T[I])$	$\dot{v}_{vo} = 0,001597 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
měrný objem páry $v[I]=Volume(Steam\_IAPWS;x=1;T=T[I])$	$\dot{v}_{pa} = 0,01185 [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

### Určení ekvivalentního průměru $d_{ek}$ [m]

vypočítá se ze vztahu:

$$d_{ek} = \frac{4 \cdot S_{pt}}{U} [\text{m}] \quad (8.2)$$

Kde:

$S_{pt}$  [m<sup>2</sup>] je průtočný průřez potrubí,

$U$  [m] je celkový omývaný obvod.

Průtočný průřez potrubí (páry)  $S_{pt}$  [m<sup>2</sup>]:

$$S_{pt} = \frac{\pi \cdot d_{vn}^2}{4} - \Sigma S [\text{m}^2] \quad (8.3)$$

$$S_{pt} = \frac{\pi \cdot 0,792^2}{4} - 0,141 [\text{m}^2]$$

$$S_{pt} = 0,35 [\text{m}^2]$$

Celkový omývaný obvod  $U$  [m]-není započten odvod bubnu:

$$U = n_{tr} \cdot \pi \cdot d_2 [\text{m}] \quad (8.4)$$

$$U = 288 \cdot \pi \cdot 0,025 [\text{m}]$$

$$U = 22,61 [\text{m}]$$

Dosazením do rovnice (8.2) se vypočte ekvivalentní průměr:

$$d_{ek} = \frac{4 \cdot S_{pt}}{U} [\text{m}]$$

$$d_{ek} = \frac{4 \cdot 0,35}{22,61} [\text{m}]$$

$$d_{ek} = 0,062 [\text{m}]$$

### Určení rychlosti vody $w_{vo}$ [m · s<sup>-1</sup>]

Určuje se podle celkového množství kondenzátu rovnajícího se celkovému hmotnostnímu průtoku páry. Pára je rozdělena dle tvaru výměníku do dvou ramen, proto je průtočný průřez násoben dvěma:

$$w_{vo} = \frac{m_{C,1/3} \cdot \dot{V}_{vo}}{2 \cdot S_{pt}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (8.5)$$

$$w_{vo} = \frac{2,57 \cdot 0,001597}{2 \cdot 0,35} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$w_{vo} = 0,0058 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry ve svazku svislých trubek se získá dosazením do rovnice (8.1):

$$\alpha_1 = 0,024 \cdot \frac{\lambda_{vo}}{d_{ek}} \cdot \left( \frac{w_{vo} \cdot d_{ek}}{v_{vo}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{vo}^{0,43} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{\rho_{vo}}{\rho_{pa}}}}{2} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 0,024 \cdot \frac{0,4696}{0,062} \cdot \left( \frac{0,0058 \cdot 0,062}{0,0000001154} \right)^{0,8} \cdot 1,156^{0,43} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{612,4}{91,77}}}{2}$$

$$\alpha_1 = 230,1 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

#### **b) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na svislé ploše $\alpha_1$**

Podle literatury [20]

Výpočet je stejný jako pro vodorovnou kondenzaci (viz kapitola 7.1.2), jen jsou rozdílné hodnoty C (pro vodorovné trubky je rovna 0,72 a pro svislé 1,15) a hodnota d = 1.

Dosazením do rovnice získáme součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na svislé ploše  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{l \cdot \Delta t}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (8.6)$$

Kde:

C [–] je opravný součinitel; pro svislé trubky je rovna 1,15.

Hodnota  $\sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu}}$  odmocniny se určí z tabulky 7.4 pro přibližnou střední teplotu kondenzátu hodnota  $\sqrt[4]{r}$  se určí z tabulky 7.4 podle teploty syté páry. Protože přibližná střední teplota kondenzátu  $\bar{t}_{kon} = 335 [^{\circ}C]$  a teplota syté páry je  $t_{H,in} = 339 [^{\circ}C]$ , je z tabulky 7.4 odečtena hodnota výrazu  $\sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu}}$  a hodnota výrazu  $\sqrt[4]{r}$  pro  $340^{\circ}C$ .

Vzhledem k tomu že je výměník rozdělen do dvou větví je rozměr l brán jako přibližná délka rovné části jedné větve tedy  $l = 2[m]$ .

Dosazením do rovnice (8.6) vypočteme  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{l \cdot \Delta t}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 1,15 \cdot 1414,62 \cdot \frac{5,648579}{\sqrt[4]{2 \cdot 8}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 4595 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

**c) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na svislé ploše  $\alpha_1$**

Podle literatury [21]

Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry ve svazku svislých trubek se dá určit i pomocí vzorce:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{vo}^2 \cdot \lambda_{vo}^3 \cdot g \cdot r}{l \cdot \mu_{vo} \cdot \Delta t}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (8.7)$$

Kde:

$l$  [m] je délka trubek po které bude stékat vrstva kondenzátu odhadnuto  $l = 2$  [m],

$C$  [–] je opravný součinitel; pro svislé trubky je roven 1,25,

$r$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] je výparné teplo; pro tento výpočet se dosazuje  $r$  v [ $J \cdot kg^{-1}$ ].

Dosazení do vzorce pro výpočet součinitele přestupu tepla (8.7) získáme:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{vo}^2 \cdot \lambda_{vo}^3 \cdot g \cdot r}{l \cdot \mu_{vo} \cdot \Delta t}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \\ \alpha_1 &= 1,25 \cdot \sqrt[4]{\frac{612,4^2 \cdot 0,4696^3 \cdot 9,81 \cdot 1039480}{2 \cdot 0,00007067 \cdot 8}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \\ \alpha_1 &= 5514 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \end{aligned}$$

**d) Součinitel přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na svislé ploše  $\alpha_1$**

Podle literatury [22]

Součinitel přestupu tepla při kondenzaci páry ve svazku svislých trubek se dá určit i pomocí vzorce (pro tento výpočet se dosazuje výparné teplo  $r$  v  $J \cdot kg^{-1}$ ):

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_{vo}^3 \cdot \rho_{vo} \cdot (\rho_{vo} - \rho_{pa}) \cdot g \cdot r}{l \cdot \mu_{vo} \cdot \Delta t}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (8.8) \\ \alpha_1 &= 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,4696^3 \cdot 612,4 \cdot (612,4 - 91,77) \cdot 9,81 \cdot 1039480}{2 \cdot 0,00007067 \cdot 8}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \\ \alpha_1 &= 4012 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \end{aligned}$$

Srovnání vypočtených součinitelů přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na svislé ploše je v tabulce 8.2. Naprosto odlišná hodnota vypočtená metodou a), oproti jiným je pravděpodobně způsobena neplatností vztahu pro dané podmínky, nelze ji proto použít. Další vypočítané hodnoty jsou alespoň řádově srovnatelné. Pro další výpočty bude uvažováno s výsledkem výpočtu podle metody d), protože hodnota je

srovnatelná s ostatními a zároveň je nejmenší, takže bude zajištěno, že tepelný výkon bude dostatečný.

*Tab. 8.2 Hodnoty součinitelů přestupu tepla od syté páry k stěně trubky při kondenzaci na svislé ploše  $\alpha_1$ .*

a)	$\alpha_1 = 230 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
b)	$\alpha_1 = 4595 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
c)	$\alpha_1 = 5514 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
d)	$\alpha_1 = 4012 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

Dosazením do rovnice (7.1) se výpočte součinitel prostupu tepla u svislých trubek pro zvolené součinitele přestupu tepla:

$$k = \frac{\xi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{st}}{\lambda_{st}} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{4012} + \frac{0,002}{46} + \frac{1}{475,2}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k = 417,2 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] = k_{\text{svisl}} \text{ á}$$

## 8.2 Výpočet celkové délky trubek pro svislé uspořádání

Výpočet celkové délky trubek pro svislé uspořádání se vypočte ze vzorce (7.27):

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d_{stř}} \text{ [m]}$$

Kde:

$S \text{ [m}^2\text{]}$  je velikosti teplosměnné plochy pro svislé uspořádání,

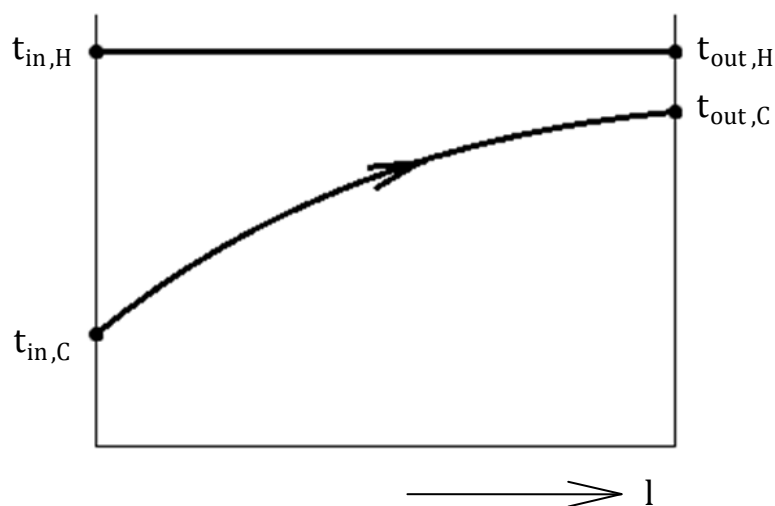
$d_{stř} \text{ [m]}$  je střední průměr trubky.

Velikosti teplosměnné plochy pro svislé uspořádání  $S \text{ [m}^2\text{]}$  se vypočte dle vzorce (7.28):

$$S = \frac{\frac{Q}{3}}{k \cdot \Delta t_{stř}} \text{ [m}^2\text{]}$$

### Výpočet střední logaritmické teploty

Teplotní rozdíl pro případy kdy teplota jednoho média je konstantní (kondenzace, vypařování) se podle literatury [18] počítá stejně jako pro souproudý nebo protiproudý výměník viz obrázek 8.1.



Obrázek 8.1. Průběh teplot ve výměníku.

Výpočet logaritmické teploty dle (7.29):

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{(t_{\text{in,H}} - t_{\text{in,C}}) - (t_{\text{out,H}} - t_{\text{out,C}})}{\ln\left(\frac{t_{\text{in,H}} - t_{\text{in,C}}}{t_{\text{out,H}} - t_{\text{out,C}}}\right)} \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{(339 - 320) - (339 - 195)}{\ln\left(\frac{339 - 320}{339 - 195}\right)} \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = 61,71 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

Dosazením do vzorce (7.28) se získá velikosti teplosměnné plochy pro svislé uspořádání  $S \text{ [m}^2\text{]}$ :

$$S = \frac{\frac{Q}{3}}{k \cdot \Delta t_{\text{stř}}} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S = \frac{\frac{7992000}{3}}{417,2 \cdot 61,71} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S = 103,47 \text{ [m}^2\text{]}$$

Dosazením do vzorce (7.27) se získá celková délka trubek pro svislé uspořádání:

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d_{\text{stř}}} \text{ [m]}$$

$$l = \frac{103,47}{\pi \cdot 0,023} \text{ [m]}$$

$$l = 1432 \text{ [m]}$$



### Výpočet přibližné délky střední trubky

Vzhledem k tomu, že výměník bude zahnutý, nebude délka všech trubek stejná. Přibližná délka střední trubky bude dle vzorce (7.30):

$$l_{tr} = \frac{1}{n_{tr}} \text{ [m]}$$

$$l_{tr} = \frac{1432}{288} \text{ [m]}$$

$$l_{tr} = 4,972 \text{ [m]}$$

### Výpočet délky rovné části výměníku

Teplosměnná plocha trubek v ohybu výměníku je  $S_{ohybu} = 45,76 \text{ [m}^2\text{]}$  (byla určena výše v kapitole 6.3.2), o tuto plochu je potřeba zmenšit velikost teplosměnné plochy pro svislé uspořádání  $S \text{ [m}^2\text{]}$  dle vzorce 7.31:

$$S_{rovná} = S - S_{ohybu} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{rovná} = 103,47 - 45,76 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{rovná} = 57,71 \text{ [m}^2\text{]}$$

Celková délka trubek pro rovnou část výměníku svislého uspořádání se vypočte dle vzorce (7.32):

$$l = \frac{S_{rovná}}{\pi \cdot d_{stř}} \text{ [m]}$$

$$l = \frac{57,71}{\pi \cdot 0,023} \text{ [m]}$$

$$l = 798,69 \text{ [m]}$$

Výpočet délky rovné části výměníku dle vzorce (7.33):

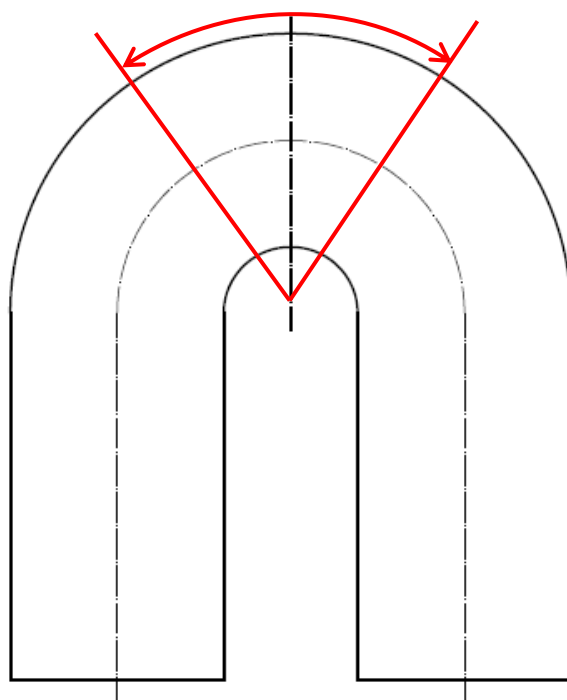
$$l_{rovná} = \frac{1}{n_{tr}} \cdot \frac{1}{2} \text{ [m]}$$

$$l_{rovná} = \frac{798,69}{288} \cdot \frac{1}{2} \text{ [m]}$$

$$l_{rovná} = 1,387 \text{ [m]}$$

V horní části výměníku v úhlu přibližně  $60^\circ$  bude probíhat kondenzace podobná spíše kondenzaci na vodorovné ploše (obrázek 8.2). Přestože vliv rozdílných součinitelů prostupu tepla (rozdíl činí  $\sim 3\%$ ) na celkovou délku výměníku bude malý, je tato problematika řešena následujícím způsobem: Část ohybu, na kterém bude kondenzovat pára na vodorovné ploše, tvoří třetinu z plochy ohybu ( $S_{ohybu} = 45,76 \text{ [m}^2\text{]}$ ),  $S_{1/3,ohybu} = 15,25 \text{ [m}^2\text{]}$ , což je z výše vypočtené celkové teplosměnné plochy

( $S = 103,47[\text{m}^2]$ ) přesně 14,7 %, tedy přibližně 15 %. Výpočet bude proto opakován s tím, že součinitel prostupu tepla pro svislou kondenzaci bude mít na výpočet 85 % vliv a součinitel prostupu tepla pro vodorovnou kondenzaci vliv 15 %.



*Obr.8.2 Přibližný úhel, kde bude probíhat kondenzace podobná spíše kondenzaci na vodorovné ploše.*

Dosazením do vzorce (7.28) se získá velikosti teplosměnné plochy pro svislé uspořádání  $S [\text{m}^2]$ :

$$S = \frac{\frac{Q}{3}}{(0,85 \cdot k_{\text{svislá}} + 0,15 \cdot k_{\text{vodorovná}}) \cdot \Delta t_{\text{stř}}} [\text{m}^2]$$

$$S = \frac{\frac{7992000}{3}}{(0,85 \cdot 417,2 + 0,15 \cdot 401,4) \cdot 61,71} [\text{m}^2]$$

$$S = 104,06 [\text{m}^2]$$

#### Výpočet délky rovné části výměníku

Teplosměnná plocha trubek v ohybu výměníku je  $S_{\text{ohybu}} = 45,76 [\text{m}^2]$  (byla určena výše), o tuto plochu je potřeba zmenšit velikost teplosměnné plochy pro svislé uspořádání  $S [\text{m}^2]$  dle vzorce (7.31):

$$S_{\text{rovná}} = S - S_{\text{ohybu}} [\text{m}^2]$$

$$S_{\text{rovná}} = 104,06 - 45,76 [\text{m}^2]$$

$$S_{\text{rovná}} = 58,29 [\text{m}^2]$$

Celková délka trubek pro rovnou část výměníku svislého uspořádáním se vypočte dle vzorce (7.32):

$$l = \frac{S_{\text{rovná}}}{\pi \cdot d_{\text{stř}}} [\text{m}]$$

$$l = \frac{58,29}{\pi \cdot 0,023} [\text{m}]$$

$$l = 806,81 [\text{m}]$$

Výpočet délky rovné části výměníku dle vzorce (7.33):

$$l_{\text{rovná}} = \frac{l}{n_{\text{tr}}} \cdot \frac{1}{2} [\text{m}]$$

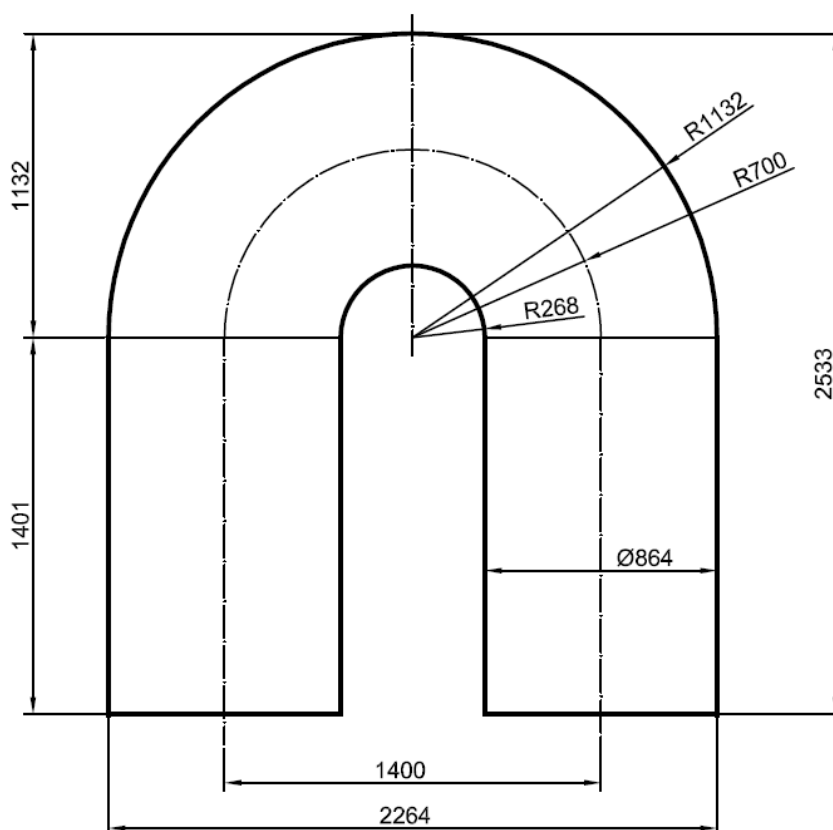
$$l_{\text{rovná}} = \frac{806,81}{288} \cdot \frac{1}{2} [\text{m}]$$

$$l_{\text{rovná}} = 1,401 [\text{m}]$$

Celkový rozdíl mezi řešením délky výpočtem a zanedbáním vlivu snížení součinitele prostupu tepla je prodloužení délky rovných částí výměníku o 13 mm.

### 8.3 Celkové rozměry svislého výměníku

Celkové rozměry svislého výměníku jsou vyznačené na obrázku 8.3.



Obr 8.3 Rozměry svislého výměníku.

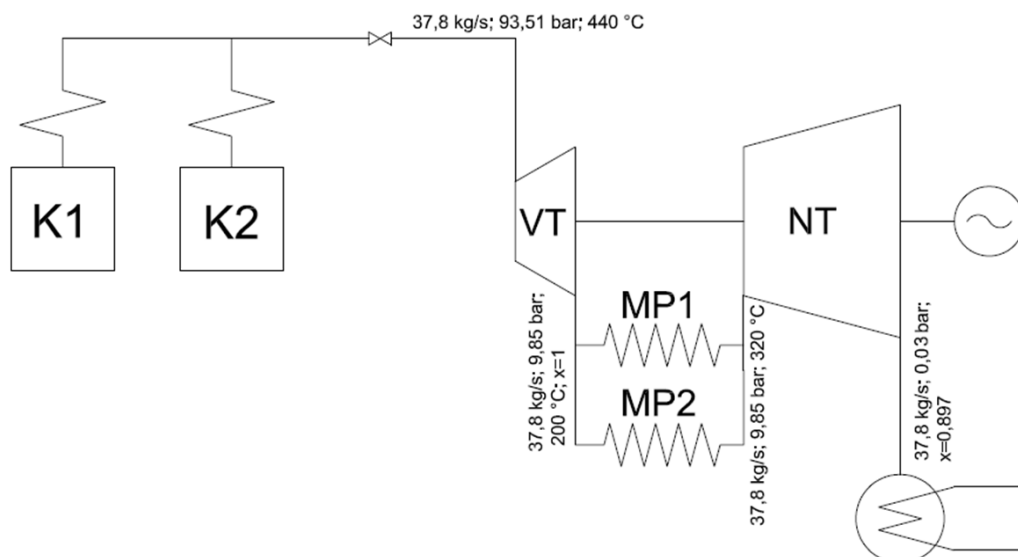
## 9. Regulace

### Regulační požadavky:

Požadovaný regulační rozsah výměníku je 100 – 70 % průtoku mezipřehřívané páry. Hodnoty parametrů pro VT a NT turbínu pro 100 % a 70 % průtok mezipřehřívané páry byly dodány vedoucím práce a byly upraveny pro zadané průtoky (zde jsou  $\dot{m}_C$  a  $\dot{m}_H$  dvojnásobné, protože dříve zadané hodnoty  $\dot{m}_C$  .  $\dot{m}_H$  platí pro jeden mezipřehřívák). V tabulce 9.1 jsou hodnoty parametrů pro VT a NT turbínu pro 100 % a 70 % průtoku mezipřehřívané páry. Snížení průtoku mezipřehřívané páry na 70 % je provedeno regulačním ventilem před vstupem páry do VT turbíny, viz obrázek 9.1. Mezi VT a NT turbínou jsou na obrázku dva mezipřehříváky (MP1 a MP2), každý pro jeden kotel. Teplota a tlak v „teplé“ větvi výměníku tak budou brány stejné jako při 100 % průtoku páry.

*Tab. 9.1 Hodnoty parametrů pro VT a NT turbínu pro 100 % a 70 % procent průtoku mezipřehřívané páry.*

		100 % průtok	70 % průtok
<b>VT stupeň</b>			
Teplota vstup	[°C]	440	440
Tlak vstup	[bar]	130	93,51
Průtok vstup	[kg · s <sup>-1</sup> ]	54	37,8
Teplota výstup	[°C]	195	200
Tlak výstup	[bar]	14	9,85
Průtok výstup	[kg · s <sup>-1</sup> ]	54	37,8
Suchost	[–]	1	1
<b>NT stupeň</b>			
Teplota vstup	[°C]	320	320
Tlak vstup	[bar]	14	9,85
Průtok vstup	[kg · s <sup>-1</sup> ]	54	37,8
Tlak výstup	[bar]	0,03	0,03
Průtok výstup	[kg · s <sup>-1</sup> ]	54	37,8
Suchost	[–]	0,8841	0,897



Obr. 9.1. Schéma pro 70 % průtoku mezipřehřívání páry.

## 9.1 Zadané hodnoty pro výpočet tepelného výkonu mezipřehříváku páry pro 70 % průtok mezipřehřívání páry

V mezipřehříváku se bude kondenzací syté páry odebírané z parního bubnu přehřívát pára proudící z VT turbíny do NT turbíny. Výměník tepla je rozdělen na dvě větve (části), které jsou od sebe odděleny, a mezi kterými probíhá přenos tepelné energie. Sytá pára kondenzuje v tzv. teplé větvi (anglicky hot – index H). Přehřívání pára proudí v tzv. studené větvi (anglicky cold – index C).

Vstupní veličiny do výměníku jsou značeny indexem – in, výstupní indexem – out. Na obrázku 9.2 je vidět schéma navrhovaného mezipřehříváku páry se zadanými parametry potřebnými pro výpočet.

### Zadané hodnoty:

#### „Studená“ strana výměníku

Hmotnostní průtok přehřívání páry

$$\dot{m}_C = 18,9 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Absolutní tlak na vstupu a výstupu mezipřehříváku

$$p_C = 9,85 \text{ [bar]}$$

Teplota na vstupu do mezipřehříváku

$$t_{in,C} = 200 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota na výstupu z mezipřehříváku

$$t_{out,C} = 320 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

#### „Teplá“ strana výměníku

Absolutní tlak na vstupu a výstupu mezipřehříváku

$$p_H = 145 \text{ [bar]}$$

Teplota na vstupu do mezipřehříváku

$$t_{in,H} = 339 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Suchost na vstupu do mezipřehříváku

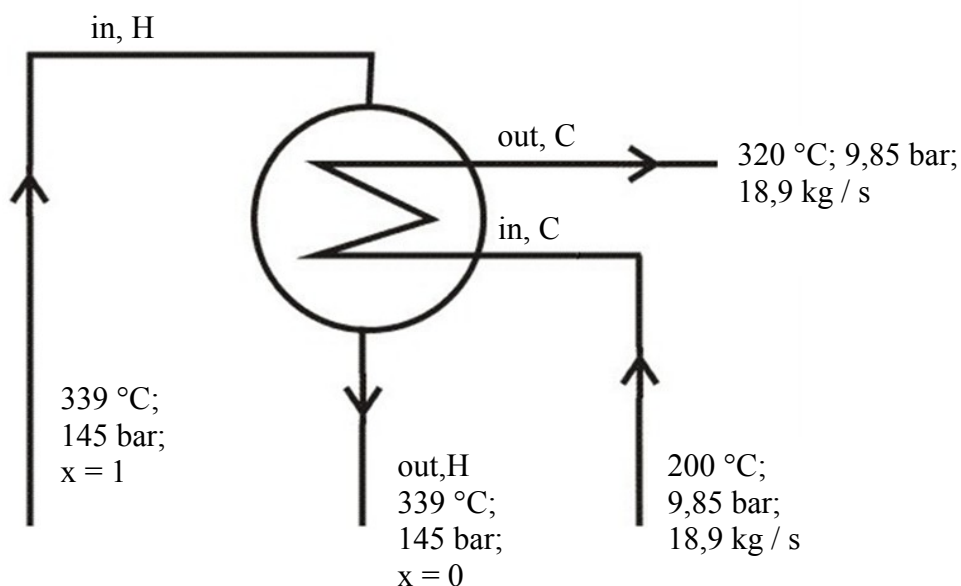
$$x_{in,H} = 1 \text{ [–]}$$

Teplota výstupu z mezipřehříváku

$$t_{out,H} = 339 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

suchost na výstupu z mezipřehříváku

$$x_{out,H} = 0 \text{ [–]}$$



Obr. 9.2 Výpočtové schéma mezipřehříváku páry se změněnými parametry pro požadavky regulace.

## 9.2 Výpočet tepelného výkonu mezipřehříváku páry pro 70 % průtok páry

Výpočet bude obdobný jako při návrhu výměníku, který je popsán v kapitole 5.1.

Pro výpočet tepelného výkonu je potřeba znát entalpie pro zadané teploty a tlaky, popřípadě sytosti. Všechny potřebné entalpie jsou určeny pomocí programu ESS, jejich přehled je v tabulce 9.2. V pravé části tabulky je popsáno z čeho, je příslušná entalpie určena a zápis výpočtu z programu ESS. Vlevo tabulky jsou příslušné hodnoty entalpie.

Tab.9.2 Entalpie páry potřebné pro výpočet sníženého tepelného výkonu mezipřehříváku.

Entalpie páry vstupující do výměníku na „studené“ straně $i_{in,C}$ je určena z $p_C$ a $t_{in,C}$ $h[1]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;T=T[1];P=P[1])$	$i_{in,C} = 2829000 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$
Entalpie páry vystupující z výměníku na „studené“ straně $i_{out,C}$ je určena z $p_C$ a $t_{out,C}$ $h[2]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;T=T[2];P=P[2])$	$i_{out,C} = 3095000 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$
Entalpie páry vstupující do výměníku na „teplé“ straně $i_{in,H}$ je určena z $p_H$ a $x_{in,H} = 1$ $h[1]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;x=x[1];P=P[1])$	$i_{in,H} = 2625000 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$
Entalpie páry vystupující z výměníku na „teplé“ straně $i_{out,H}$ je určena z $p_H$ a $x_{in,H} = 0$ $h[1]=Enthalpy(Steam\_IAPWS;x=x[1];P=P[1])$	$i_{out,H} = 1591000 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$

Z tepelné bilance výměníku (rovnice 5.1) je vypočten snížený výkon mezipřehříváku páry:

$$Q = \dot{m}_C \cdot (i_{out,C} - i_{in,C}) [W]$$
$$Q = 18,9 \cdot (3095000 - 2829000) [W]$$
$$Q = 5027400 [W] = 5,027 [MW]$$

Z tepelné bilance výměníku (rovnice 5.1) lze vyjádřit i hmotnostní průtok  $\dot{m}_H$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]:

$$Q = \dot{m}_H \cdot (i_{in,H} - i_{out,H}) [W]$$
$$\dot{m}_H = \frac{Q}{i_{in,H} - i_{out,H}} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$
$$\dot{m}_H = \frac{5027400}{2625000 - 1591000} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$
$$\dot{m}_H = 4,862 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Když se sníží průtok mezipřehříváné páry na 70 %, bude pro potřebné mezipřehřátí páry na 320 °C stačit výkon  $Q = 5027400 [W] = 5,027 [MW]$  oproti výkonu potřebném při 100 % průtoku mezipřehříváné páry  $Q = 7992000 [W] = 7,992 [MW]$ . Tento pokles výkonu je způsoben snížením průtoku mezipřehříváné páry a změnou jejich parametrů.

Tento pokles průtoku mezipřehříváné páry se může projevit ve zvýšení její výstupní teploty z mezipřehříváku. Tomuto zvýšení by měl automaticky zabránit menší průtok kondenzující syté páry z bubnu (syté páry bude díky menšímu tepelnému spádu mezi parou a trubkou kondenzovat méně, tím se sníží i její průtok). Požadovaná teplota vystupující mezipřehřáté páry by měla být  $320 \pm 5$  °C. Pro odhad teploty vystupující páry je proveden výpočet v následující kapitole.

### **9.3 Teplota mezipřehříváné páry při 70 % průtoku bez regulace**

Pro odhad teploty mezipřehříváné páry bez regulace výměníku je potřeba vypočítat součinitel přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehříváné páře  $\alpha_2$  při 70 % průtoku mezipřehříváné páry. Pro něj ( $\alpha_2$ ) je potřeba přepočítat součinitele prostupu tepla  $k_{svisl}$  a  $k_{vodorovn}$  a pro 70 % výkon.

### 9.3.1 Určení součinitele přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře $\alpha_2$ při 70 % průtoku páry

Výpočet bude obdobný jako v kapitole 7.1.1

#### a) Výpočet součinitele přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře $\alpha_2$ při 70 % průtoku mezipřehřívané páry

Podle literatury [18]

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání výhřevné plochy jednofázovým turbulentním proudem při tlaku a teplotě, dostatečně odlišné od kritických hodnot, se určí pomocí vztahu (7.2):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\bar{\lambda}}{d_{ek}} \cdot \left( \frac{w \cdot d_{ek}}{\bar{v}} \right)^{0,8} \cdot \overline{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Tento součinitel je nutno přepočítat pro látkové vlastnosti určené pro jinou střední teplotu. Ostatní hodnoty potřebné pro výpočet budou použity z kapitoly 7.1.1.

#### Určení látkových vlastností

Výpočet střední teploty proudu mezipřehřívané páry se určí ze vzorce (7.3):

$$t_{stř,C} = \frac{t_{out,C} + t_{in,C}}{2} \quad [^{\circ}C]$$

$$t_{stř,C} = \frac{320 + 200}{2} \quad [^{\circ}C]$$

$$t_{stř,C} = 260 \quad [^{\circ}C]$$

Všechny látkové vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 9.3. Určené jsou pomocí programu ESS pro páru při tlaku  $p_C$  a střední teplotě  $t_{stř,C}$ . U každé látkové vlastnosti je uveden použitý zápis výpočtu z programu ESS.

Tab.9.3 Látkové vlastnosti páry při tlaku  $p_C$  a střední teplotě  $t_{stř,C}$ .

Prandtlovo číslo páry při střední teplotě $Pr[I]=Prandtl(Steam\_IAPWS; T=T[I]; P=P[I])$	$\overline{Pr} = 0,9783[-]$
součinitel tepelné vodivosti páry při střední teplotě $k[I]=Conductivity(Steam\_IAPWS; T=T[I]; P=P[I])$	$\bar{\lambda} = 0,0413 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
měrný objem páry při střední teplotě $v[I]=Volume(Steam\_IAPWS; T=T[I]; P=P[I])$	$\bar{v} = 0,2416 [m^3 \cdot kg^{-1}]$
dynamická viskozita páry při střední teplotě $\mu[I]=Viscosity(Steam\_IAPWS; T=T[I]; P=P[I])$	$\bar{\mu} = 0,00001848 [kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}]$



Součinitel kinematické viskozity  $\bar{\nu}$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] páry při střední teplotě se určí ze vztahu (7.4):

$$\bar{\nu} = \bar{\mu} \cdot \bar{\nu} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\bar{\nu} = 0,00001848 \cdot 0,2416 [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\bar{\nu} = 0,000004464 [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$

Výpočtová rychlost páry  $w$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] určí se ze vztahu (7.5):

$$w = \frac{\dot{m}_{c,1/3} \cdot \bar{\nu}}{S_{pa}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Kde:

$\dot{m}_{c,1/3} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$  je hmotnostní průtok páry, který je díky rozdělení výměníku na 3 části třetinový hmotnostní průtok páry je  $\dot{m}_{c,1/3} = 6,3 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ ,

$S_{pa} [\text{m}^2]$  je průtočný průřez pro páru; je stejný jako v kapitole 7.1.1.

Dosazením do vzorce (7.5) získáme:

$$w = \frac{\dot{m}_{c,1/3} \cdot \bar{\nu}}{S_{pa}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$w = \frac{6,3 \cdot 0,2416}{0,099} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$w = 15,25 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Dosazením do vzorce (7.2) získáme:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\bar{\lambda}}{d_{ek}} \cdot \left( \frac{w \cdot d_{ek}}{\bar{\nu}} \right)^{0,8} \cdot \overline{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0413}{0,021} \cdot \left( \frac{15,25 \cdot 0,021}{0,0000044} \right)^{0,8} \cdot 0,9783^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_2 = 343,9 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

#### **b) Výpočet součinitele přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře $\alpha_2$ při 70 % průtoku páry**

Podle nomogramu literatury [18]

Součinitel přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře  $\alpha_2$  lze pro páru, kromě kritické oblasti, určit i podle nomogramu 7.1.

Pro dané hodnoty:

$$w_{pa} = w = 15,25 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$d_{vn} = d_{ek} = 0,021 \text{ [m]}$$

$$p_{pa} = p_c = 9,85 \text{ [bar]}$$

$$t_{pa} = t_{stř,C} = 260 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Odečteno z nomogramu 7.1:

$$C_d' = 1,04 \text{ [-]}$$

$$\alpha_{pa}' = 300 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

Dosazením do rovnice (7.7) získáme:

$$\alpha_2 = \alpha_{pa} = C_d' \cdot \alpha_{pa}' \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$\alpha_2 = \alpha_{pa} = 1,04 \cdot 300 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

$$\alpha_2 = \alpha_{pa} = 312 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

Srovnání vypočtených součinitelů přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře  $\alpha_2$  při 70 % průtoku mezipřehřívané páry je v tabulce 9.4. Protože je důležité znát, jaká bude maximální teplota pro další výpočty, bude uvažováno s vyšším výsledkem tedy podle použité metody a).

*Tab.9.4 Hodnoty součinitelů přestupu tepla od stěny trubky k mezipřehřívané páře  $\alpha_2$  při 70 % průtoku páry.*

a)	$\alpha_2 = 343,9 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$
b)	$\alpha_2 = 312 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$

(součinitel přestupu tepla při 100 % výkonu je  $\alpha_2 = 475,2 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$ )

### **9.3.2 Přepočtení součinitelů prostupu tepla $k_{svislá}$ a $k_{vodorovná}$ pro 70 % průtok u svislého výměníku**

Při změněném průtoku mezipřehřívané páry se změní i průtok syté páry z bubnu přiváděné do mezipřehříváku páry, čímž se mírně zvýší tlak v mezipřehříváku. Toto má vliv na velikost součinitele přestupu tepla při kondenzaci na vodorovné a svislé ploše. Tato změna je předpokládána velmi malá, pro další výpočet je tak zanedbaná.

Přepočtení součinitele prostupu tepla u svislých trubek (nezaplavená část) pro změněný součinitel přestupu tepla  $\alpha_2$  pro 70 % průtok (protože se tlak syté páry nemění je  $\alpha_1$  použita stejná jako v kapitole 8.1.2) podle rovnice (7.1):

$$k_{\text{svislá}} = \frac{\xi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{st}}}{\lambda_{\text{st}}} + \frac{1}{\alpha_2}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k_{\text{svislá}} = \frac{1}{\frac{1}{4012} + \frac{0,002}{46} + \frac{1}{343,9}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k_{\text{svislá}} = 312,4 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Přepočtení součinitele prostupu tepla u vodorovných trubek (nezaplavená část) pro změněný součinitel přestupu tepla  $\alpha_2$  pro 70 % průtok ( $\alpha_1$  je použita stejná jako v kapitole 7.1.2) podle do rovnice (7.1):

$$k_{\text{vodorovná}} = \frac{\xi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{st}}}{\lambda_{\text{st}}} + \frac{1}{\alpha_2}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k_{\text{vodorovná}} = \frac{0,9}{\frac{1}{10660} + \frac{0,002}{46} + \frac{1}{343,9}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k_{\text{vodorovná}} = 295,5 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Tyto součinitele je potřeba vypočíst proto, že ve svislém výměníku dochází částečně ke kondenzaci na svislé a vodorovné ploše. Stejně jako v kapitole 8.2 bude uvažováno, že součinitel prostupu tepla pro kondenzaci na svislé ploše bude mít na výpočet 85 % vliv a součinitel prostupu tepla pro kondenzaci na vodorovné ploše 15 % vliv.

Teplosměnná plocha je neměnná a další hodnoty budou již pro 70 % průtok mezipřehřívání páry.

#### Teplota mezipřehřívání páry při 70 % průtoku bez regulace

Při 70 % průtoku mezipřehřívání páry budou platit tyto rovnice:

$$Q_a = m_{\text{C}, \frac{1}{3}} \cdot (i_{t_{\text{out}, \text{C}}^*; 9,85} - i_{200; 9,85}) [\text{W}]$$

$$Q_b = S \cdot (0,85 \cdot k_{\text{svislé}} + 0,15 \cdot k_{\text{vodorovné}}) \cdot \frac{(339 - 200) - (339 - t_{\text{out}, \text{C}}^*)}{\ln \frac{(339 - 200)}{(339 - t_{\text{out}, \text{C}}^*)}} [\text{W}]$$

$$Q_a = Q_b$$

Pomocí programu MS Excel byla řešením výše uvedených rovnic určena teplota páry  $t_{\text{out},C}^*$ , pro kterou vychází tepelné výkony  $Q$  [W] obou rovnic dostatečně přesně, pro tuto teplotu  $t_{\text{out},C}^* = 325,3$  [°C] (entalpie pro teplotu 325,3 [°C] a tlak 9,85 [bar] je určena pomocí programu EES  $i_{t_{\text{out},C}^*,9,85} = 3106007$ ) je provedeno následující ověření:

$$Q_a = m_{C,\frac{1}{3}} \cdot (i_{t_{\text{out},C}^*,9,85} - i_{200,9,85}) \text{ [W]}$$

$$Q_a = 6,3 \cdot (3106007 - 2829159) \text{ [W]}$$

$$Q_a = 1\,744\,142 \text{ [W]}$$

$$Q_b = S \cdot (0,85 \cdot k_{\text{svislé}} + 0,15 \cdot k_{\text{vodorovné}}) \cdot \frac{(339 - 200) - (339 - t_{\text{out},C}^*)}{\ln \frac{(339 - 200)}{(339 - t_{\text{out},C}^*)}} \text{ [W]}$$

$$Q_b = 104,061 \cdot (0,85 \cdot 417,153 + 0,15 \cdot 401,474) \cdot \frac{(339 - 200) - (339 - 325,3)}{\ln \frac{(339 - 200)}{(339 - 325,3)}} \text{ [W]}$$

$$Q_b = 1\,743\,833 \text{ [W]}$$

Obě hodnoty se přibližně rovnají  $Q_a \cong Q_b$ . Určená teplota je tedy správná.

Pokud se tedy nebude uplatňovat regulace, bude teplota vystupující mezipřehřívané páry 325,3 [°C] oproti požadované teplotě 320 [°C]. Tento rozdíl je na hranici dovolené odchylky  $\pm 5$  [°C]. Nelze tedy zaručit, že teplota mezipřehřáté páry nebude vyšší než dovolená odchylka. Je tedy potřeba regulovat teplotu páry.

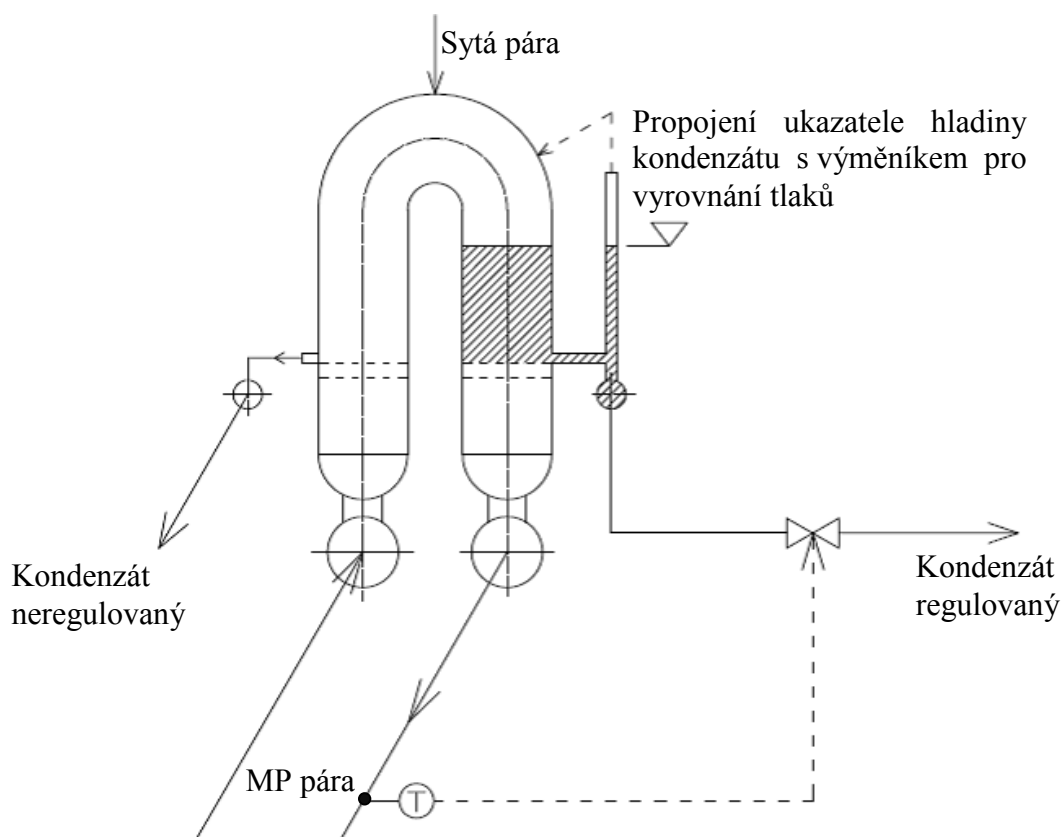
## 9.4 Volba způsobu regulace

Jak již bylo uvedeno, teplota páry se musí regulovat. K dispozici je regulace teploty mezipřehřívané páry:

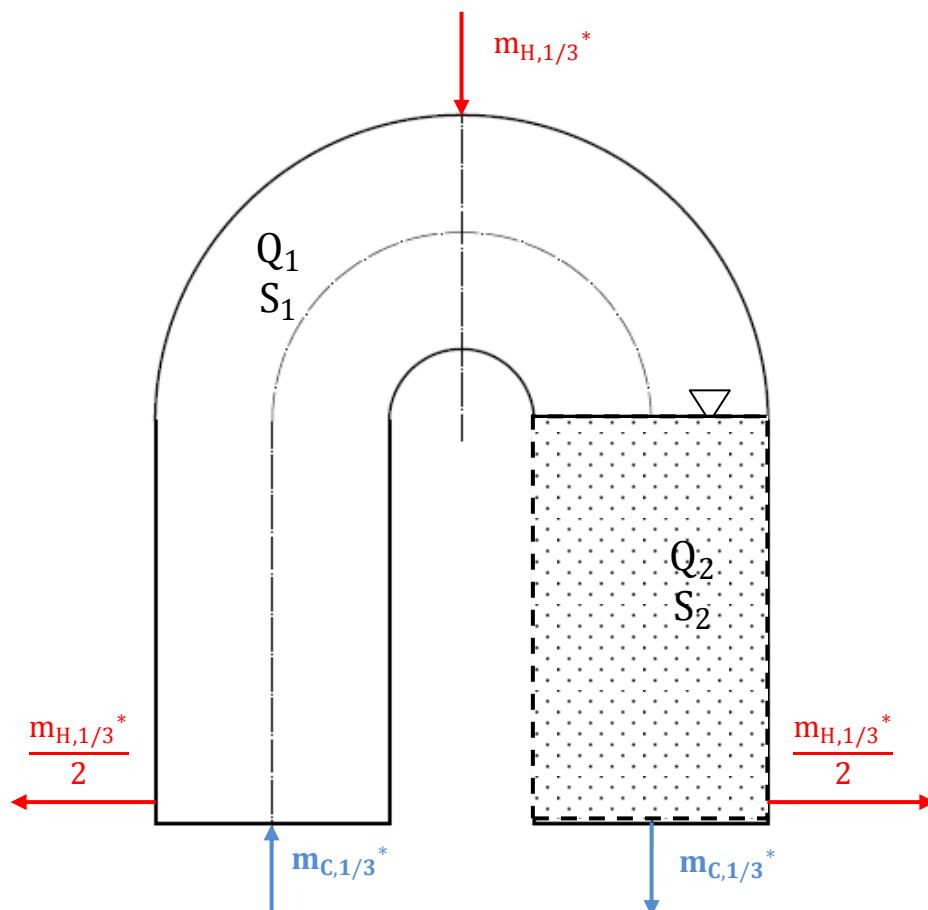
- Vstříkem – tato vede ke snížení účinnosti Rankinova cyklu – nebude použita.
- Obtokem mezipřehřívané páry přes výměník – v mezipřehřívané páře je zařazen ventil, čímž se zvětšuje tlaková ztráta a snižuje účinnost Rankinova cyklu. Navíc je to klasické řešení, které nevyžaduje vývoj a není předmětem zadání – nebude použita.
- Změnou velikosti teplosměnné plochy výměníku. Nebyla dosud použita, má vývojový charakter.

Po dohodě s vedoucím diplomové práce bude řešena regulace teploty mezipřehřívané páry způsobem c) Změnou velikosti teplosměnné plochy výměníku. Velikost plochy výměníku bude měněna zahlcováním její výstupní části kondenzátem.

Kvůli vysokému teplotnímu spádu v místech, kde vstupuje do výměníku mezipřehřívána pára (což by dostatečně snížilo prostup tepla), bude zaplavováno jen rameno výměníků, kde jsou již vyšší teploty mezipřehřívané páry, tedy její výstupní část. Svislá část na výstupu mezipřehřívané páry se bude zaplavovat kondenzátem. Ze vstupní části výměníku se bude kondenzát odvádět bez regulace – žádná hladina tam nevzniká, viz obrázek 9.3 a 9.4.



Obr.9.3 Schéma principu regulace.

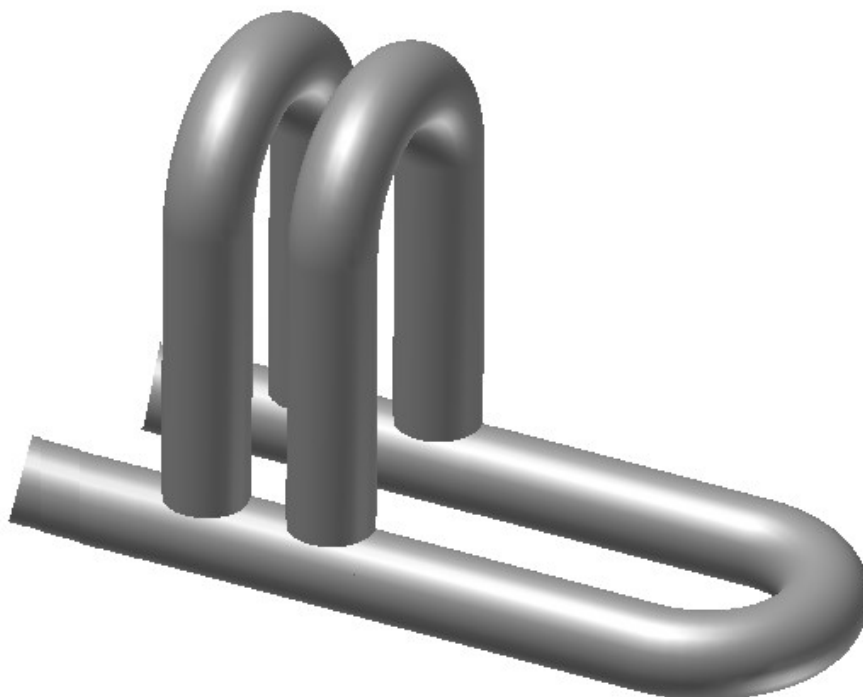


Obr. 9.4 Část výměníku, která se bude zaplavovat.

### 9.5 Volba uspořádání mezipřehříváku páry (volba počtu svislých výměníků)

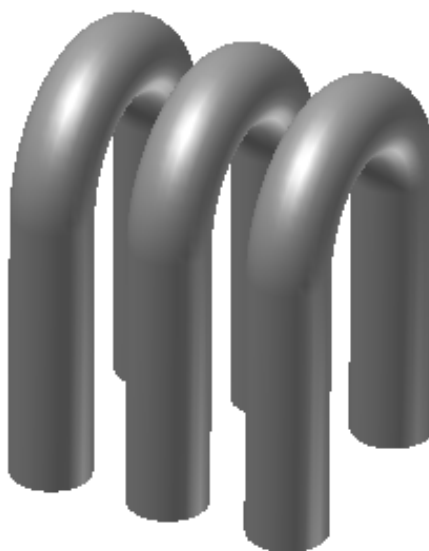
Kvůli tomu, že se bude zaplavovat pouze jedno rameno výměníku a také kvůli tomu, že rovná část výměníku, která může být zaplavována, vyšla poměrně krátká, což by tepelný výkon mezipřehříváku dostatečně nesnížilo, je potřeba změnit předpokládaný tvar mezipřehříváku (původně bylo předpokládáno, že se bude skládat ze dvou vodorovných a jedné svislé „regulační“ části).

Pravděpodobně bude potřeba, aby byly regulovány minimálně dvě části mezipřehříváku, takže by se musel skládat z jednoho vodorovného a dvou svislých výměníků. Protože se nepotvrdil předpoklad, že vodorovná část bude výrazně menších rozměrů než svislá (kvůli malému rozdílu součinitelů prostupu tepla při kondenzaci na vodorovné a svislé ploše), zvyšovalo by toto uspořádání neúměrně celkové rozměry výměníku, viz obrázek 9.5.



*Obr.9.5 Jedna vodorovná a dvě svislé části mezipřehříváku.*

Proto budou všechny části, ze kterých se bude skládat mezipřehřívák, svislé, viz obrázek 9.6 (tím se zmenší celkové rozměry mezipřehříváku a zjednoduší výroba).



*Obr. 9.6 Zvolená varianta tří svislých částí mezipřehříváku.*

Toto uspořádání by mělo zajistit, že se výška hladiny bude pohybovat maximálně do výšky ohybu výměníku. Zaplavovat se při regulaci budou všechny části stejnoměrně. Pro zajištění funkčnosti takto navržené regulace je potřeba ověřit, do jaké výšky vystoupá hladina kondenzátu při potřebném snížení výkonu mezipřehříváku.

## 9.6 Kontrola maximální výšky hladiny kondenzátu

Je potřeba ověřit, že se výška hladiny bude pohybovat maximálně do výšky ohybu výměníku.

### 9.6.1 Výpočet součinitele prostupu tepla při zaplavení části svislého výměníku a 70 % průtoku mezipřehřívané páry

Součinitel prostupu tepla při zaplavení svislé části výměníku vodou (kondenzátem) se vypočte dosazením do rovnice (7.1):

$$k = \frac{\xi}{\frac{1}{\alpha_{1\text{voda}}} + \frac{\delta_{\text{st}}}{\lambda_{\text{st}}} + \frac{1}{\alpha_2}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Kde:

$\alpha_2 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla přepočteny pro 70 % průtok mezipřehřívané páry; již určený výše v kapitole 9.3.1,

$\alpha_{1\text{voda}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla na straně topného média (kondenzátu) při zaplavení svislého výměníku a 70 % průtoku páry.

#### 9.6.1.1 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně topného média (kondenzátu) při zaplavení svislého výměníku a 70 % průtoku páry

Po dosažení požadované výšky hladiny zaplavením vyznačené části výměníku na obrázku 9.3 kondenzátem, bude přebytečný kondenzát odváděn spodní výpustí. Tím bude vyvolán nucený pohyb kondenzátu. Jelikož je tekutina „donucena“ k toku kolem teplosměnné plochy jinak než pouze rozdílem teplot, jedná se o nucenou konvekci. [23]

Během plnění vymezeného prostoru výměníku kondenzátem bude probíhat sdílení tepla volnou konvekcí, tento druh konvekce má nižší součinitel přestupu tepla, a tak bude dočasně během zaplňování výměníku kondenzátem tepelný výkon této části ještě více snížen než při ustáleném stavu, tento případ je ve výpočtu zanedbán.

Dále je potřeba určit pomocí Reynoldsova kritéria, jestli se jedná o turbulentní nebo o laminární proudění.

Reynoldsovo kritérium se vypočte podle vzorce (6.9):

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{vo}} \cdot d_{\text{ek}}}{\bar{v}_{\text{vo}}} [-]$$

$d_{\text{ek}}$  určen v kapitole 8.2



### Určení látkových vlastností potřebných pro výpočet

Látkové vlastnosti se určují ke střední teplotě vody (kondenzátu)  $\bar{t}_{vo}$ , v tomto případě se tato teplota vypočte ze vzorce (7.3):

$$\bar{t}_{vo} = \frac{(t_w + t_f)}{2} [^{\circ}\text{C}]$$

Kde:

$t_w [^{\circ}\text{C}]$  je teplota povrchu stěny; určeno z  $\Delta t = 8 [^{\circ}\text{C}]$ , se kterým se počítá v kapitole 8 (svislá kondenzace),

$t_f [^{\circ}\text{C}]$  je teplota tekutiny daleko od stěny; brána teplota  $t_{in,H}$ .

Dosazení do vzorce (7.3):

$$\bar{t}_{vo} = \frac{(t_w + t_f)}{2} [^{\circ}\text{C}]$$

$$\bar{t}_{vo} = \frac{(331 + 339)}{2} [^{\circ}\text{C}]$$

$$\bar{t}_{vo} = 335 [^{\circ}\text{C}]$$

Látkové vlastnosti se tedy určí pro střední teplotu vody (kondenzátu)  $\bar{t}_{vo}$  a pro tlak  $p_H$ . Všechny látkové vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 9.5. Určené jsou pomocí programu ESS u každé látkové vlastnosti je uveden použitý zápis výpočtu z programu ESS.

Tab.9.5 Látkové vlastnosti vody (kondenzátu) při tlaku  $p_H$  a střední teplotě  $\bar{t}_{vo}$ .

Prandtlovo kritérium kondenzátu při střední teplotě $Pr[1]=Prandtl(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\overline{Pr}_{vo} = 1,127[-]$
součinitel tepelné vodivosti kondenzátu při střední teplotě $k[1]=Conductivity(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\bar{\lambda}_{vo} = 0,4818 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
měrný objem kondenzátu při střední teplotě $v[1]=Volume(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\bar{v}_{vo} = 0,001587 [m^3 \cdot kg^{-1}]$
dynamická viskozita kondenzátu při střední teplotě $\mu[1]=Viscosity(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\bar{\mu}_{vo} = 0,00007309 [kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}]$
teplotní objemová roztažnost $\beta[1]=VolExpCoef(Steam\_IAPWS; T=T[1]; P=P[1])$	$\beta = 0,005907 [1 \cdot K^{-1}]$

Součinitel kinematické viskozity  $\bar{\nu} [m^2 \cdot s^{-1}]$  páry při střední teplotě se určí ze vztahu (7.4):

$$\bar{\nu}_{vo} = \bar{\mu}_{vo} \cdot \bar{v}_{vo} [m^2 \cdot s^{-1}]$$

$$\bar{\nu}_{vo} = 0,00007309 \cdot 0,001587 [m^2 \cdot s^{-1}]$$

$$\bar{\nu}_{vo} = 0,000000115 [m^2 \cdot s^{-1}]$$

Výpočtová rychlost vody (kondenzátu)  $w_{vo}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] určí se ze vztahu (7.5):

$$w_{vo} = \frac{\dot{m}_{H,1/3} \cdot \bar{v}_{vo}}{2 \cdot S_{pa}} [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet rychlosti pro průtok v „teplé“ větvi, která odpovídá tepelnému výkonu při 70 % průtoku mezipřehřívání páry.

$\dot{m}_{H,1/3}$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] je hmotnostní průtok páry, který je, díky rozdělení výměníku na 3 části, třetinový; hmotnostní průtok páry je tak  $\dot{m}_{H,1/3} = 1,620 [kg \cdot s^{-1}]$ .

Průtočný průřez pro páru (kondenzát)  $S_{pt}$  [ $m^2$ ] je stejný jako v kapitole 8.1.2, ve vzorci je násoben dvěma, protože se hmotnostní průtok rozdělí do dvou větví.

Dosazením do vzorce (7.5) získáme:

$$\begin{aligned} w_{vo} &= \frac{\dot{m}_{H,1/3} \cdot \bar{v}}{2 \cdot S_{pt}} [m \cdot s^{-1}] \\ w_{vo} &= \frac{1,620 \cdot 0,001587}{2 \cdot 0,35} [m \cdot s^{-1}] \\ w_{vo} &= 0,0036 [m \cdot s^{-1}] \end{aligned}$$

Dosazením do rovnice (6.9) vypočteme Reynoldsovo kritérium:

$$\begin{aligned} Re &= \frac{w_{vo} \cdot d_{ek}}{\bar{v}_{vo}} [-] \\ Re &= \frac{0,0036 \cdot 0,062}{0,000000115} [-] \\ Re &= 1960 [-] \end{aligned}$$

Z vypočtené hodnoty  $Re < 2300$  vyplývá, že se bude jednat o laminární proudění. Toto je nutné zohlednit při výběru vztahu pro výpočet součinitele přestupu tepla.

Vzhledem k malé rychlosti proudění by se mohlo jednat, podle některých autorů, i o volnou konvekci. Tím, že je výpočet proveden pro nucenou konvekci, kde jsou větší součinitele přestupu tepla, se ale nemůže stát, že by byl výpočet regulace poddimenzovaný. A zaplavení výměníku by dostatečně nesnížilo výkon mezipřehříváku.

**a) Výpočet součinitele přestupu tepla od vody do stěny trubky  $\alpha_1$  při svislém uspořádání a 70 % průtoku mezipřehříváné páry (zaplavení kondenzátem) při laminárním proudění**

Podle literatury [23]

Z vhodně zvoleného Nusseltova kritéria pro laminární proudění lze vypočítat  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \bar{\lambda}_{vo}}{d_{ek}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (9.1)$$

Výpočet podle rovnice pro laminární proudění, kterou odvodil Hausen:

$$Nu = \left[ 3,65 + \frac{0,0668 \cdot Pe \cdot \frac{d_{ek}}{L}}{1 + 0,04 \cdot \left( Pe \cdot \frac{d_{ek}}{L} \right)^{2/3}} \right] \cdot \left( \frac{\bar{\mu}_{vo}}{\mu_w} \right)^{0,14} [-] \quad (9.2)$$

Vzorec (9.2) lze převést na:

$$Nu = \left[ 3,65 + \frac{0,0668 \cdot Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{ek}}{L}}{1 + 0,04 \cdot \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{ek}}{L} \right)^{2/3}} \right] \cdot \left( \frac{\bar{\mu}_{vo}}{\mu_w} \right)^{0,14} [-]$$

Kde:

$Pr_w [-]$  je Prandtlovo číslo pro teplotu u stěny trubky,

$Pr_{\bar{T}} [-]$  je Prandtlovo číslo pro teplotu v jádru tekutiny; určeno výše  $\bar{Pr}_{vo}$  pro teplotu  $\bar{t}_{vo} = 335 [^{\circ}C]$ ,

$L [m]$  je charakteristická délka; za charakteristickou délku  $L$  se volí výška té části teplosměnné plochy, která je ve styku s tekutinou. U stojatého válce je to jeho délka. Pro výpočet je odhadnuto  $L = 1 [m]$ . [21]

Potřebné látkové vlastnosti se tedy určí pro teplotu povrchu stěny  $t_w = 331 [^{\circ}C]$  a pro tlak  $p_H$ . Výsledky jsou uvedeny v tabulce 9.6. Určené jsou pomocí programu ESS, u každé látkové vlastnosti je uveden použitý zápis výpočtu z programu ESS.

*Tab.9.6 Hodnoty látkových vlastností pro  $t_w$  a  $p_H$ .*

Prandtlovo číslo pro teplotu u stěny trubky $Pr[I]=Prandtl(Steam\_IAPWS;T=T[I];P=P[I])$	$Pr_w = 1,067[-]$
Dynamická viskozita pro teplotu u stěny trubky $\mu[I]=Viscosity(Steam\_IAPWS; T=T[I];P=P[I])$	$\mu_w = 0,00007509 [kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}]$

Vzorec (9.2) platí pro podmínky:

$Re < 2300$

$Re = 1960 \Rightarrow splněno$

$$0,0044 < \frac{\bar{\mu}_{vo}}{\mu_w} < 10$$

$$\frac{\bar{\mu}_{vo}}{\mu_w} = \frac{0,00007309}{0,00007509} = 0,97 \Rightarrow \text{splněno}$$

$$0,5 < \overline{Pr}_{vo} < 170$$

$$\overline{Pr}_{vo} = 1,127 \Rightarrow \text{splněno}$$

$$Pe = Re \cdot Pr$$

$$Pe \cdot \frac{d_{ek}}{L} > 100$$

$$Re \cdot \overline{Pr}_{vo} \cdot \frac{d_{ek}}{L} > 100$$

$$Re \cdot \overline{Pr}_{vo} \cdot \frac{d_{ek}}{L} = 1960 \cdot 1,127 \cdot \frac{0,062}{1} = 137 \Rightarrow \text{splněno}$$

Dosažením do rovnice (9.2) se vypočte Nu:

$$Nu = \left[ 3,65 + \frac{0,0668 \cdot Re \cdot \overline{Pr}_{vo} \cdot \frac{d_{ek}}{L}}{1 + 0,04 \cdot \left( Re \cdot \overline{Pr}_{vo} \cdot \frac{d_{ek}}{L} \right)^{\frac{2}{3}}} \right] \cdot \left( \frac{\bar{\mu}_{vo}}{\mu_w} \right)^{0,14} [-]$$

$$Nu = \left[ 3,65 + \frac{0,0668 \cdot 1960 \cdot 1,127 \cdot \frac{0,06212}{1}}{1 + 0,04 \cdot \left( 1960 \cdot 1,127 \cdot \frac{0,06212}{1} \right)^{\frac{2}{3}}} \right] \cdot \left( \frac{0,00007309}{0,00007509} \right)^{0,14} [-]$$

$$Nu = 8,061 [-]$$

Z Nusseltova kritéria lze vypočítat  $\alpha_1$  dosažením do vzorce (9.1)

$$\alpha_{1voda} = \frac{Nu \cdot \bar{\lambda}_{vo}}{d_{ek}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_{1voda} = \frac{8,061 \cdot 0,4818}{0,062} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_{1voda} = 62,5 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

**b) Výpočet součinitele přestupu tepla od vody do stěny trubky  $\alpha_1$  při svislém uspořádání a 70 % průtoku mezipřehřívané páry (zaplavení kondenzátem) při laminárním proudění**

Podle literatury [23]

Další možnost výpočtu Nusseltova kritéria pro laminární proudění:

$$Nu = 1,86 \cdot \left( Re \cdot \overline{Pr}_{vo} \cdot \frac{d_{ek}}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\bar{\mu}_{vo}}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad [-] \quad (9.3)$$

Vzorec (9.3) platí pro podmínky:

$$13 < Re < 2030$$

$$Re = 1960 \Rightarrow \text{splněno}$$

$$0,0044 < \frac{\bar{\mu}_{vo}}{\mu_w} < 10$$

$$\frac{\bar{\mu}_{vo}}{\mu_w} = \frac{0,00007309}{0,00007509} = 0,97 \Rightarrow \text{splněno}$$

$$0,5 < \overline{Pr}_{vo} < 170$$

$$\overline{Pr}_{vo} = 1,127 \Rightarrow \text{splněno}$$

$$\frac{L}{d_{ek}} < 220$$

$$\frac{L}{d_{ek}} = \frac{1}{0,06212} = 16 \Rightarrow \text{splněno}$$

Dosazení do vzorce (9.3):

$$Nu = 1,86 \cdot \left( Re \cdot \overline{Pr}_{vo} \cdot \frac{d_{ek}}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\bar{\mu}_{vo}}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad [-]$$

$$Nu = 1,86 \cdot \left( 1960 \cdot 1,127 \cdot \frac{0,062}{1} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{0,00007309}{0,00007509} \right)^{0,14} \quad [-]$$

$$Nu = 9,558 \quad [-]$$

Z Nusseltova kritéria lze vypočítat  $\alpha_1$  dosazením do vzorce (9.1)

$$\alpha_{1voda} = \frac{Nu \cdot \bar{\lambda}_{vo}}{d_{ek}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_{1voda} = \frac{9,558 \cdot 0,4818}{0,062} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_{1voda} = 74,1 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Srovnání vypočtených součinitelů přestupu tepla od vody (kondenzátu) k stěně trubky při zaplavení rovné části výměníku je v tabulce 9.7. Pro další výpočty bude uvažováno s výsledkem výpočtu podle metody b). Protože je potřeba pomocí zaplavení „chladit“, je z hlediska dimenzování vhodnější brát vyšší hodnotu  $\alpha_{1\text{vody}}$ , protože je při ní předpoklad, že maximální hladina kondenzátu nebude vyšší než vypočtená.

*Tab. 9.8 Hodnoty součinitelů přestupu tepla od vody (kondenzátu) k stěně trubky při zaplavení rovné části výměníku  $\alpha_{1\text{vody}}$ .*

a)	$\alpha_{1\text{vody}} = 62,5 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
b)	$\alpha_{1\text{vody}} = 74,1 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

Dosazením do rovnice (7.1) se výpočte součinitel prostupu tepla při zaplavení svislé části výměníku vodou (kondenzátem) pro součinitele přestupu tepla  $\alpha_{1\text{voda}}$  a  $\alpha_2$  přepočtené pro 70 % průtok mezipřehřívané páry:

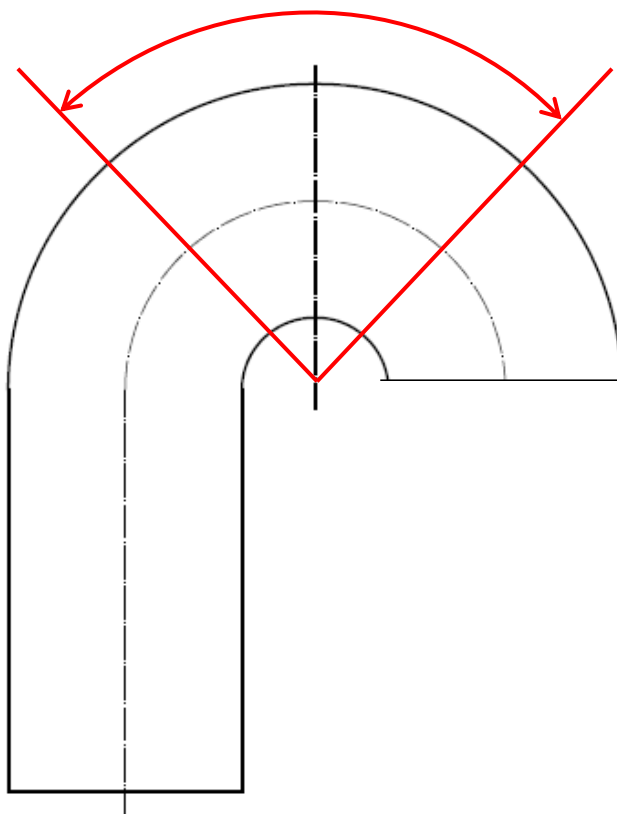
$$k = \frac{\xi}{\frac{1}{\alpha_{1\text{voda}}} + \frac{\delta_{\text{st}}}{\lambda_{\text{st}}} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{74,1} + \frac{0,002}{46} + \frac{1}{343,9}} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k = 60,83 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] = k_{\text{zaplavené}}$$

### 9.6.2 Přepočítání poměrů součinitelů prostupu tepla pro nezaplavenou část výměníku

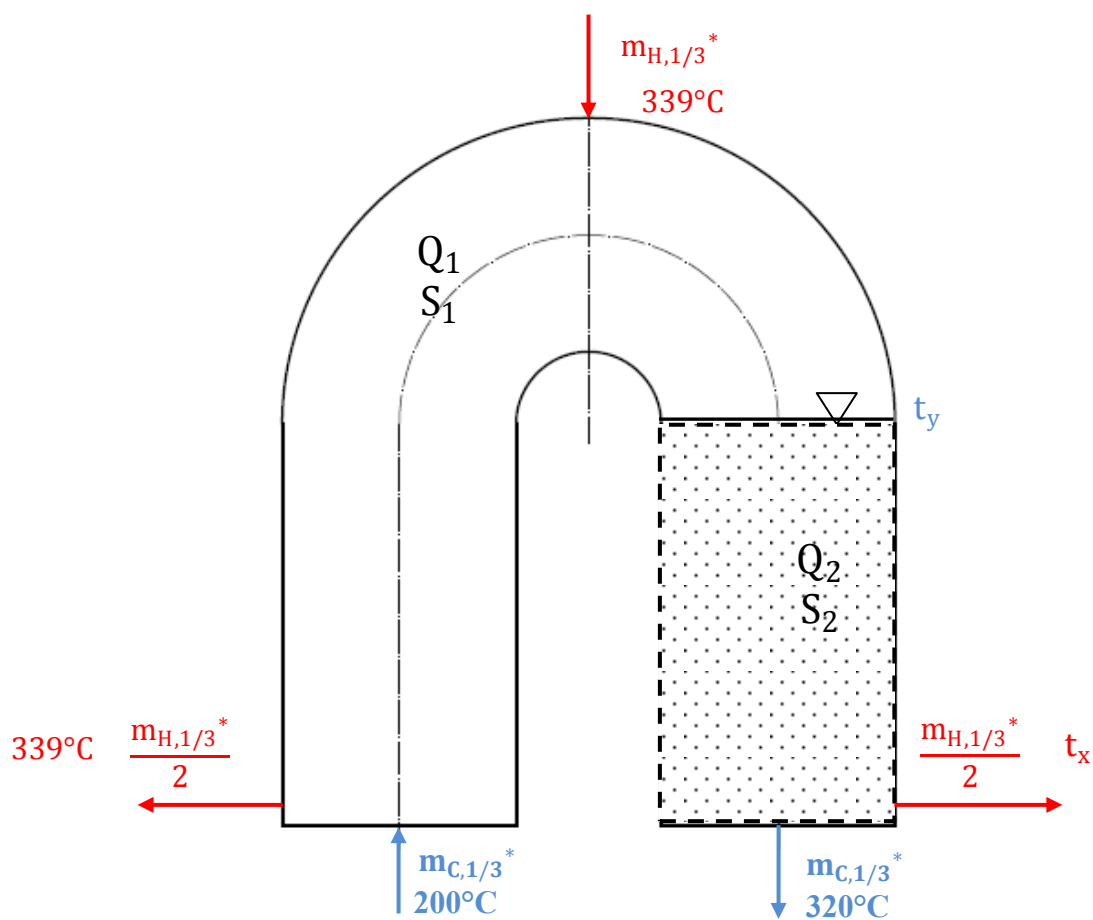
Pro zjednodušení se bude uvažovat, že se nezaplavuje ohyb a jedna rovná část výměníku. Plocha ohybu je  $S_{\text{ohybu}} = 45,76 \text{ [m}^2\text{]}$ . Polovina rovné plochy je  $\frac{S_{\text{rovná}}}{2} = 29,14 \text{ [m}^2\text{]}$ . Celá plocha nezaplaveného výměníku ( $S_{\text{ohybu}} + \frac{S_{\text{rovná}}}{2}$ ) má tak plochu  $S_{\text{nezaplavená}} = 74,91 \text{ [m}^2\text{]}$ . Opět je uvažováno, že na jedné třetině ohybu bude probíhat kondenzace na vodorovné ploše.  $S_{\frac{1}{3}\text{ohybu}} = 15,25 \text{ [m}^2\text{]}$ . Z plochy  $S_{\text{nezaplavená}}$  tvoří  $S_{\frac{1}{3}\text{ohybu}}$ , na které probíhá vodorovná kondenzace 20,3 %. Vybraný poměr součinitelů prostupu tepla vodorovné a svislé kondenzace je tak:  $(0,8 \cdot k_{\text{svislá}} + 0,2 \cdot k_{\text{vodorovná}})$ .



Obr.9.7 Přibližný úhel, kde bude probíhat kondenzace podobná spíše kondenzaci na vodorovné ploše.

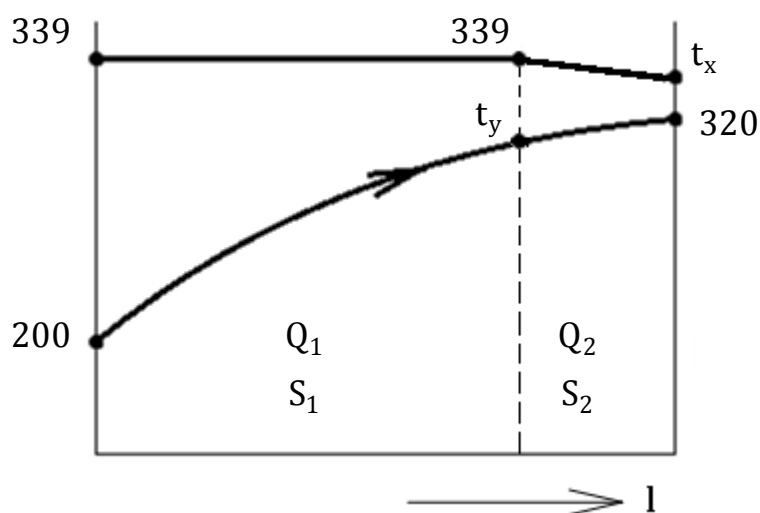
## 9.7 Výpočet výšky hladiny kondenzátu

Schéma části výměníku, která se bude zaplavovat, je na obrázku 9.8, ve kterém je i použité značení vstupujících a vystupujících veličin. Průběh teplot ve výměníku je naznačen na obrázku 9.9, kde je vidět, že při zaplavení kondenzátem bude vystupující kondenzát podchlazen na teplotu  $t_x$  [°C].  $t_y$  [°C] je teplota mezipřehřívané páry v místě vstupu do zaplavené části. Výpočet je proveden pro jednu část mezipřehříváku, uvažováno je stejnoměrné rozdělení hmotnostních průtoků páry do jednotlivých částí mezipřehříváku.



Obr. 9.8 Část výměníku, která se bude zaplavovat.





Obr. 9.9 Průběh teplot ve výměníku.

Při sníženém průtoku mezipřehříváné páry budou platit tyto rovnice:

$$Q = m_{C,1/3} \cdot (i_{320;9,85} - i_{200;9,85}) \text{ [W]}$$

$$Q = m_{H,1/3} \cdot (i_{339,x=1} - i_x) \text{ [W]}$$

$$Q_2 = m_{H,1/3} \cdot (i_{339,x=0} - i_x) \text{ [W]}$$

$$Q_2 = m_{C,1/3} \cdot (i_{320;9,85} - i_y) \text{ [W]}$$

$$Q_1 = m_{H,1/3} \cdot (i_{339,x=1} - i_{339,x=0}) \text{ [W]}$$

$$Q_1 = m_{C,1/3} \cdot (i_y - i_{200;9,85}) \text{ [W]}$$

$$S_2 = \frac{Q_2}{k_{\text{zaplavené}} \cdot \frac{(339 - t_y) - (t_x - 320)}{\ln \frac{(339 - t_y)}{(t_x - 320)}}} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_1 = \frac{Q_1}{(0,8 \cdot k_{\text{svislé}} + 0,2 \cdot k_{\text{vodorovné}}) \cdot \frac{(339 - 200) - (339 - t_y)}{\ln \frac{(339 - 200)}{(339 - t_y)}}} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S = S_1 + S_2 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$l_2 = \frac{S_2}{\pi \cdot d_{\text{stř}}} \text{ [m]}$$

$$l_{\text{zaplavené}} = \frac{l_2}{n_{\text{tr}}} \text{ [m]}$$

Teplotu  $t_x$  je potřeba zvolit s ohledem na výsledek rovnice  $S = S_1 + S_2 \text{ [m}^2\text{]}$ , jejíž výsledek se musí co nejvíce blížit  $S = 104,06 \text{ [m}^2\text{]}$ , což je teplosměnná plocha navrženého výměníku.

Pomocí programu MS Excel byla určena teplota  $t_x$ , pro kterou vychází celková teplosměnná plocha  $S [m^2]$  dostatečně přesně. Pro tuto teplotu  $t_x = 337,93 [^{\circ}C]$  je proveden následující výpočet výšky hladiny kondenzátu v jedné části výměníku. Jak je vidět, tak podchlazení kondenzátu je cca  $1 ^{\circ}C$ .

Výpočet pro  $t_x = 337,93 [^{\circ}C]$ :

Výpočet celkového tepelného výkonu při 70 % průtoku mezipřehřívané páry:

$$Q = m_{C,1/3} \cdot (i_{320;9,85} - i_{200;9,85}) [W] \quad (9.4)$$

$$Q = 6,3 \cdot (3095000 - 2829000) [W]$$

$$Q = 1675800 [W]$$

$i_x$  určeno pro  $t_x = 337,93 [^{\circ}C]$  a  $p_H = 145 [bar]$  pomocí EES.

$$i_x = 1\,578\,441 [J \cdot kg^{-1}]$$

Z celkového tepelného výkonu:

$$Q = m_{H,1/3} \cdot (i_{339,x=1} - i_x) [W] \quad (9.5)$$

Z rovnice (9.5) lze vyjádřit hmotnostní průtok syté páry přiváděné z bubnu:

$$m_{H,1/3} = \frac{Q}{(i_{339,x=1} - i_x)} [kg \cdot s^{-1}] \quad (9.6)$$

$$m_{H,1/3} = \frac{1675800}{(2625000 - 1\,578\,441)} [kg \cdot s^{-1}]$$

$$m_{H,1/3} = 1,601247517 [kg \cdot s^{-1}]$$

Tepelný výkon zaplavené části výměníku kondenzátem:

$$Q_2 = m_{H,1/3} \cdot (i_{339,x=0} - i_x) [W] \quad (9.7)$$

$$Q_2 = 1,601247517 \cdot (1591000 - 1\,578\,441) [W]$$

$$Q_2 = 20110 [W]$$

Z tepelného výkonu zaplavené části výměníku kondenzátem:

$$Q_2 = m_{C,1/3} \cdot (i_{320;9,85} - i_y) [W] \quad (9.8)$$

Byla vypočtena entalpie  $i_y [J \cdot kg^{-1}]$

$$i_y = i_{320;9,85} - \frac{Q_2}{m_{C,1/3}} [J \cdot kg^{-1}] \quad (9.9)$$

$$i_y = 3095000 - \frac{20110,07}{6,3} [J \cdot kg^{-1}]$$

$$i_y = 3091808 [J \cdot kg^{-1}]$$

Z entalpie  $i_y = 3091808 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}]$  a tlaku  $p_c = 9,85 \text{ [bar]}$  je určena pomocí EES teplota  $t_y = 318,63 \text{ [}^\circ\text{C]}$ .

Tepelný výkon nezaplavené části výměníku bude:

$$\begin{aligned} Q_1 &= m_{H,1/3} \cdot (i_{339,x=1} - i_{339,x=0}) \text{ [W]} \\ Q_1 &= 1,601 \cdot (2625000 - 1591000) \text{ [W]} \\ Q_1 &= 1655689 \text{ [W]} \end{aligned} \quad (9.10)$$

Tento vypočtený výkon se musí rovnat výsledku rovnice:

$$\begin{aligned} Q_1 &= m_{C,1/3} \cdot (i_y - i_{200,9,85}) \text{ [W]} \\ Q_1 &= 6,3 \cdot (3091808 - 2829000) \text{ [W]} \\ Q_1 &= 1655689 \text{ [W]} \end{aligned} \quad (9.11)$$

Obě hodnoty se rovnají  $Q_1 = Q_1$

Z vypočtených hodnot se vypočte teplosměnná plocha zaplavená kondenzátem:

$$\begin{aligned} S_2 &= \frac{Q_2}{k_{\text{zaplavené}} \cdot \frac{(339 - t_y) - (t_x - 320)}{\ln \frac{(339 - t_y)}{(t_x - 320)}}} \text{ [m}^2\text{]} \\ S_2 &= \frac{20110,07}{60,83 \cdot \frac{(339 - 318,63) - (337,93 - 320)}{\ln \frac{(339 - 318,63)}{(337,93 - 320)}}} \text{ [m}^2\text{]} \\ S_2 &= 17,28 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned} \quad (9.12)$$

Teplosměnná plocha nezaplavená:

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{Q_1}{(0,8 \cdot k_{\text{svislé}} + 0,2 \cdot k_{\text{vodorovné}}) \cdot \frac{(339 - 200) - (339 - t_y)}{\ln \frac{(339 - 200)}{(339 - t_y)}}} \text{ [m}^2\text{]} \\ S_1 &= \frac{1655689,932}{(0,8 \cdot 312,42 + 0,2 \cdot 295,53) \cdot \frac{(339 - 200) - (339 - 318,63)}{\ln \frac{(339 - 200)}{(339 - 318,63)}}} \text{ [m}^2\text{]} \\ S_1 &= 86,72 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned} \quad (9.13)$$

Celková teplosměnná plocha pro zvolený průběh teplot:

$$\begin{aligned} S &= S_1 + S_2 \text{ [m}^2\text{]} \\ S &= 86,72 + 17,28 \text{ [m}^2\text{]} \\ S &= 104,01 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned}$$

Výsledek odpovídá navržené teplosměnné ploše  $S = 104,06[\text{m}^2]$ . Z vypočtené teplosměnné plochy zaplavené kondenzátem  $S_2[\text{m}^2]$  se vypočte délka zaplavení všech trubek kondenzátem podle vzorce (7.32):

$$l_2 = \frac{S_2}{\pi \cdot d_{\text{stř}}} [\text{m}]$$

$$l_2 = \frac{17,28}{\pi \cdot 0,023} [\text{m}]$$

$$l_2 = 239,259 [\text{m}]$$

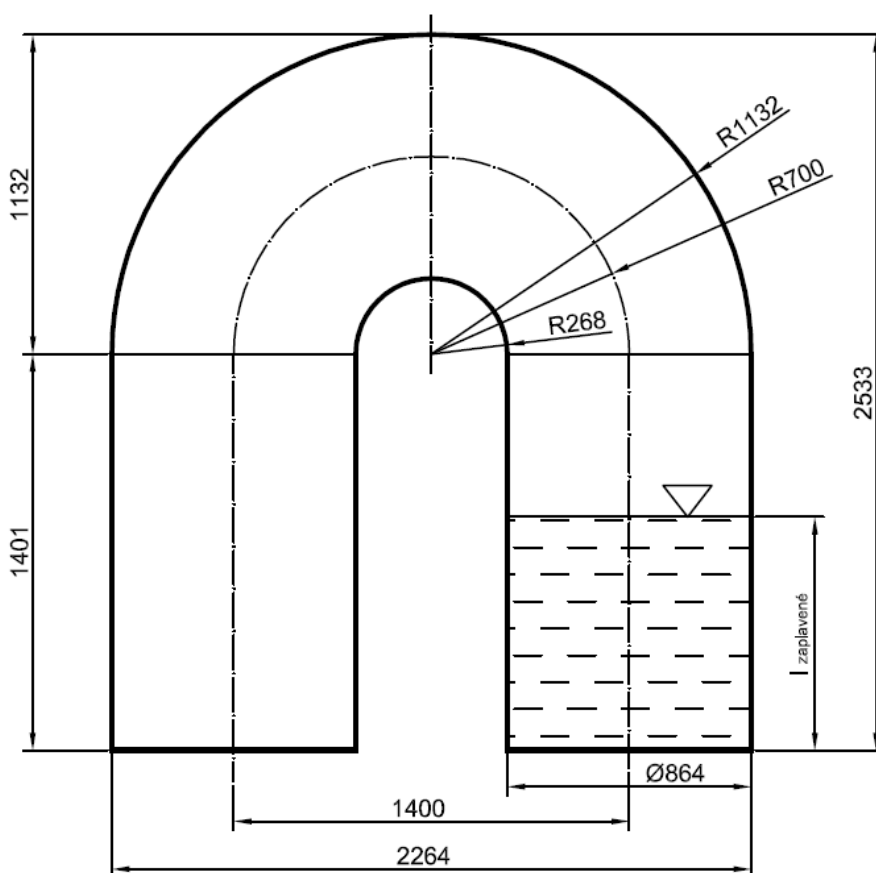
Délka části trubky, která je zaplavená kondenzátem, což odpovídá hladině kondenzátu ve výměníku se vypočte ze vzorce (7.33):

$$l_{\text{zaplavené}} = \frac{l_2}{n_{\text{tr}}} [\text{m}]$$

$$l_{\text{zaplavené}} = \frac{239,259}{288} [\text{m}]$$

$$l_{\text{zaplavené}} = 0,828 [\text{m}]$$

Jak je vidět na obrázku 9.10, hladina kondenzátu se bude pohybovat v dostatečné vzdálenosti od ohybu výměníku. Zvolené uspořádání mezipřehříváku tedy vyhovuje požadavkům regulace.

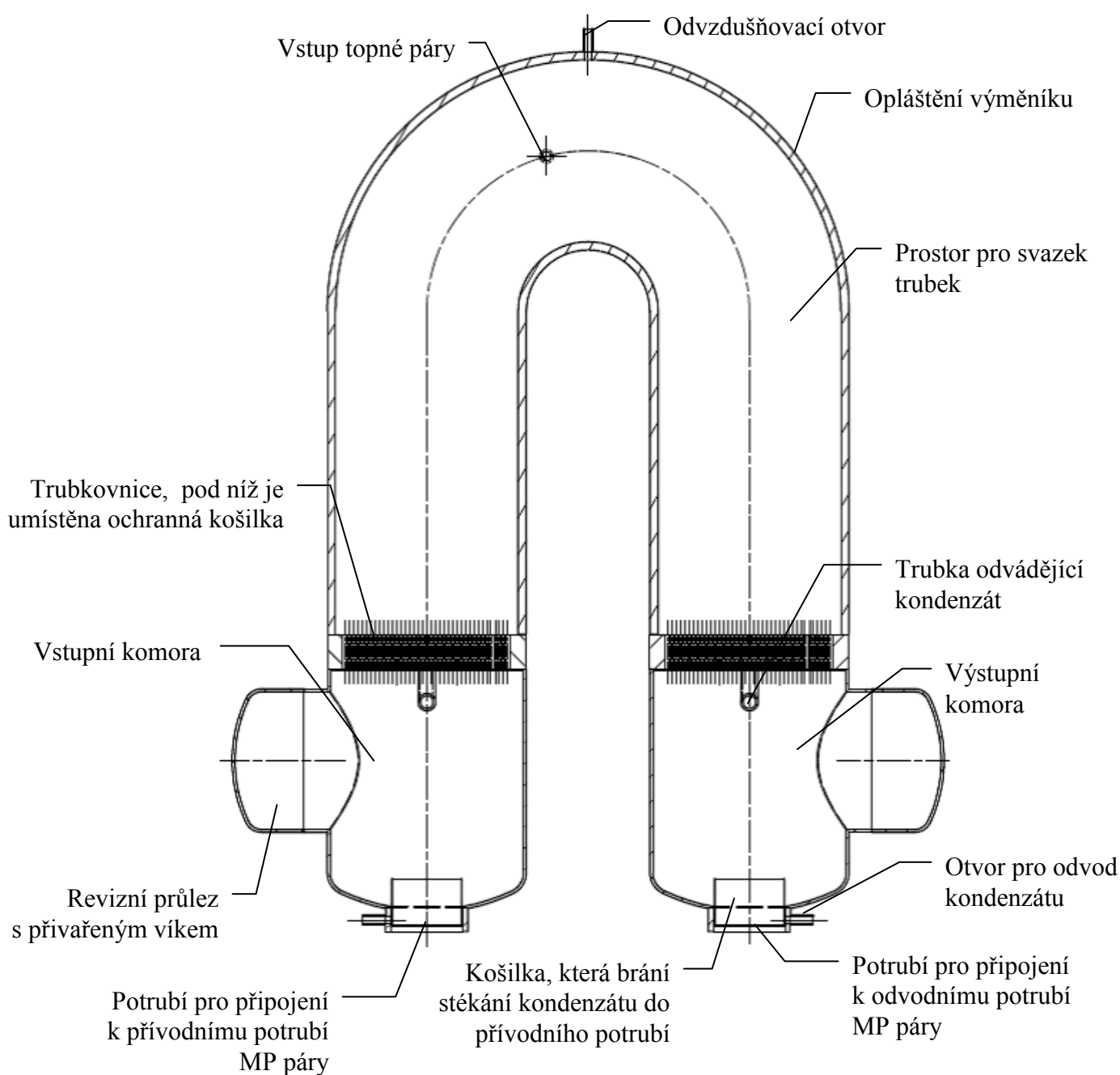


Obr 9.10 Rozměry svislého výměníku.

## 10. Určení tvaru mezipřehříváku

Tvar mezipřehříváku páry je dále uveden pro dvě alternativy uložení. Jedna varianta je uložení na přívodním a odvodním potrubí mezipřehřívané páry (potrubí pod mezipřehřívákem jsou z tohoto důvodu zesílena). Druhou možností je mezipřehřívák uložit na nosnou konstrukci (přivaří se k němu nosné patky).

### 10.1 Alternativa I. – Uložení na přívodním a odvodním potrubí mezipřehřívané páry



Obr. 10.1 Alternativa I.

**„Studená“ strana** (viz též obrázky 10.1 a 10.4)

Mezipřehřívaná pára z VT části turbíny je vedena do jednoho nosného potrubí na němž jsou uloženy mezipřehříváky. Z tohoto se odebírá pára do jednotlivých dílů mezipřehříváku. Nejdříve vstupuje do vstupní komory a dále pokračuje do svazku trubek, kde je přehřívána, následně vstupuje do výstupní komory a pak přes nátrubek do nosného výstupního potrubí. Odtud proudí potrubím do NT části turbíny.

**„Teplá“ strana** (viz též obrázky 10.1 a 10.4)

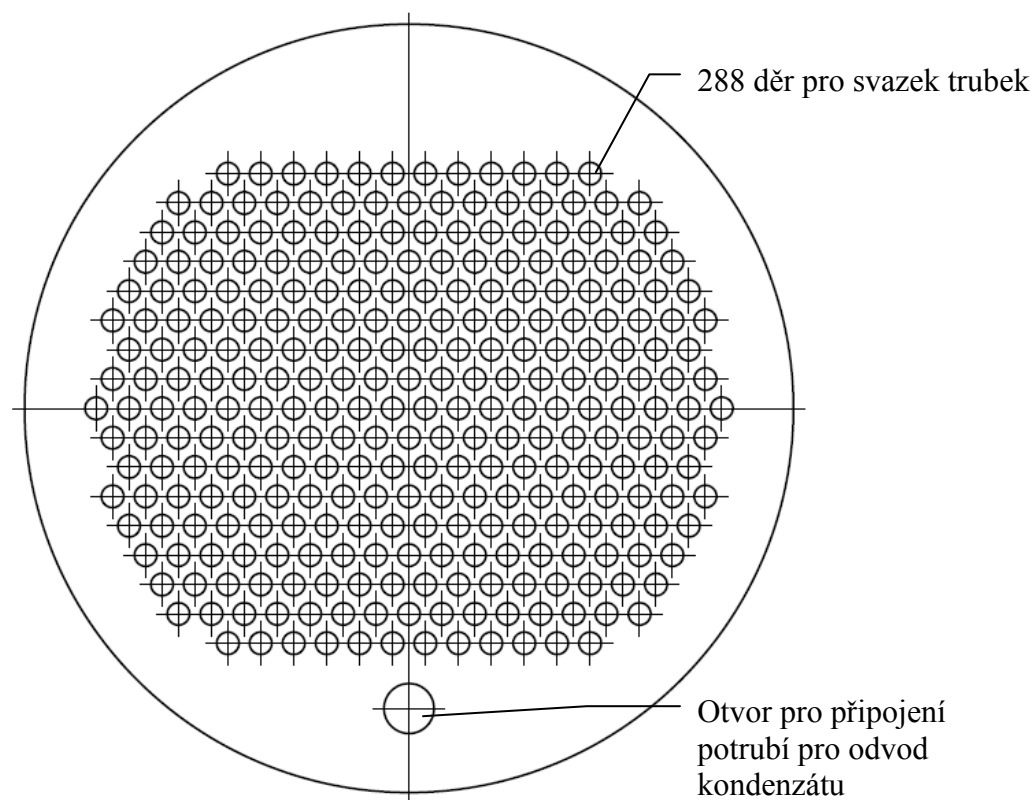
Do výměníku proudí sytá pára dvěma otvory v plášti výměníku, kondenzuje na povrchu trubek a vzniklý kondenzát je odváděn z obou ramen otvorem v trubkovnici a je potrubím přes vstupní/výstupní komoru odváděn ven z výměníku, kde se zvětšuje průměr potrubí, aby hladina v trubce nedosahovala plné výšky průřezu. V horní části této rozšířené trubky bude propojení s „teplou“ stranou výměníku, tím je zajištěno odvodušnění této trubky při najíždění.

**Ochranná košilka** před trubkovnicí slouží ke snížení rozdílů teplot mezi teplotou trubkovnice, která je otápěná sytou parou (339 °C), a teplotou přiváděné mezipřehřívané páry (195 °C). Tento teplotní rozdíl by mohl způsobovat provozní problémy.

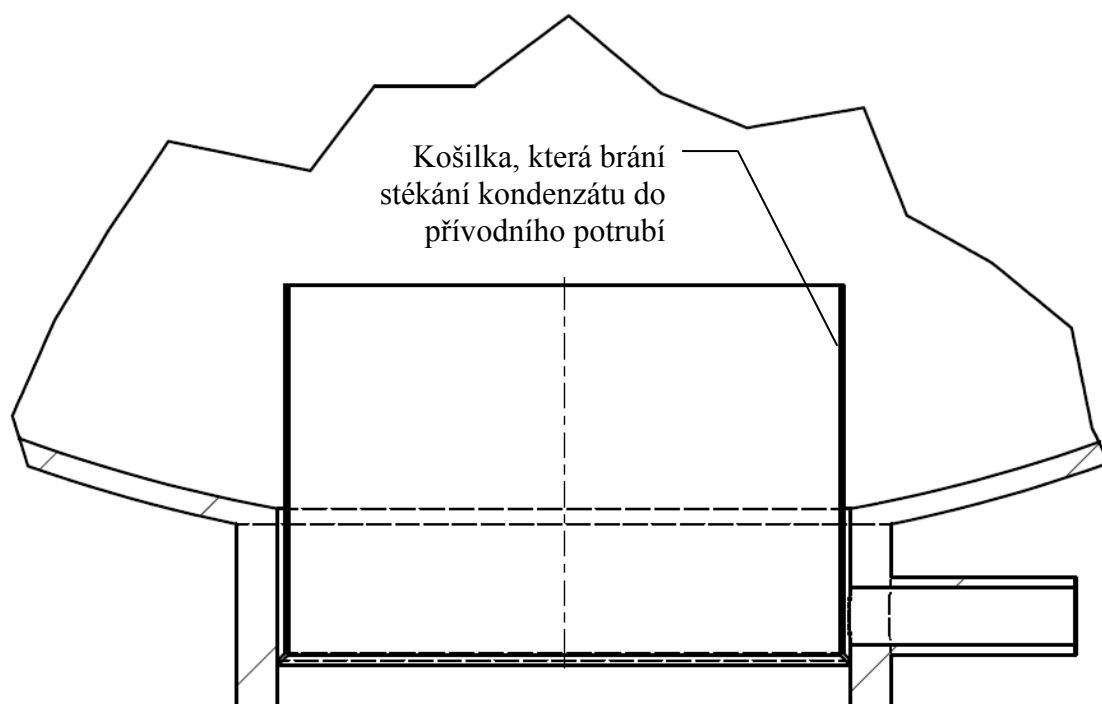
**Trubkovnice:** V trubkovnici (viz obrázek 10.2) je, kromě děr pro svazek trubek, i otvor pro odvod kondenzátu, který zaručí, že se z povrchu trubkovnice bude dobře odvádět kondenzát.

**Plášť výměníku** je tvořen z rovné části a z ohybu, jehož možnosti výroby jsou řešeny v kapitole 6.3, v plášti výměníku jsou dva otvory pro přívod topné syté páry z bubnu, jeden otvor pro odvodušnění výměníku a otvor pro odvodušnění kondenzátního potrubí.

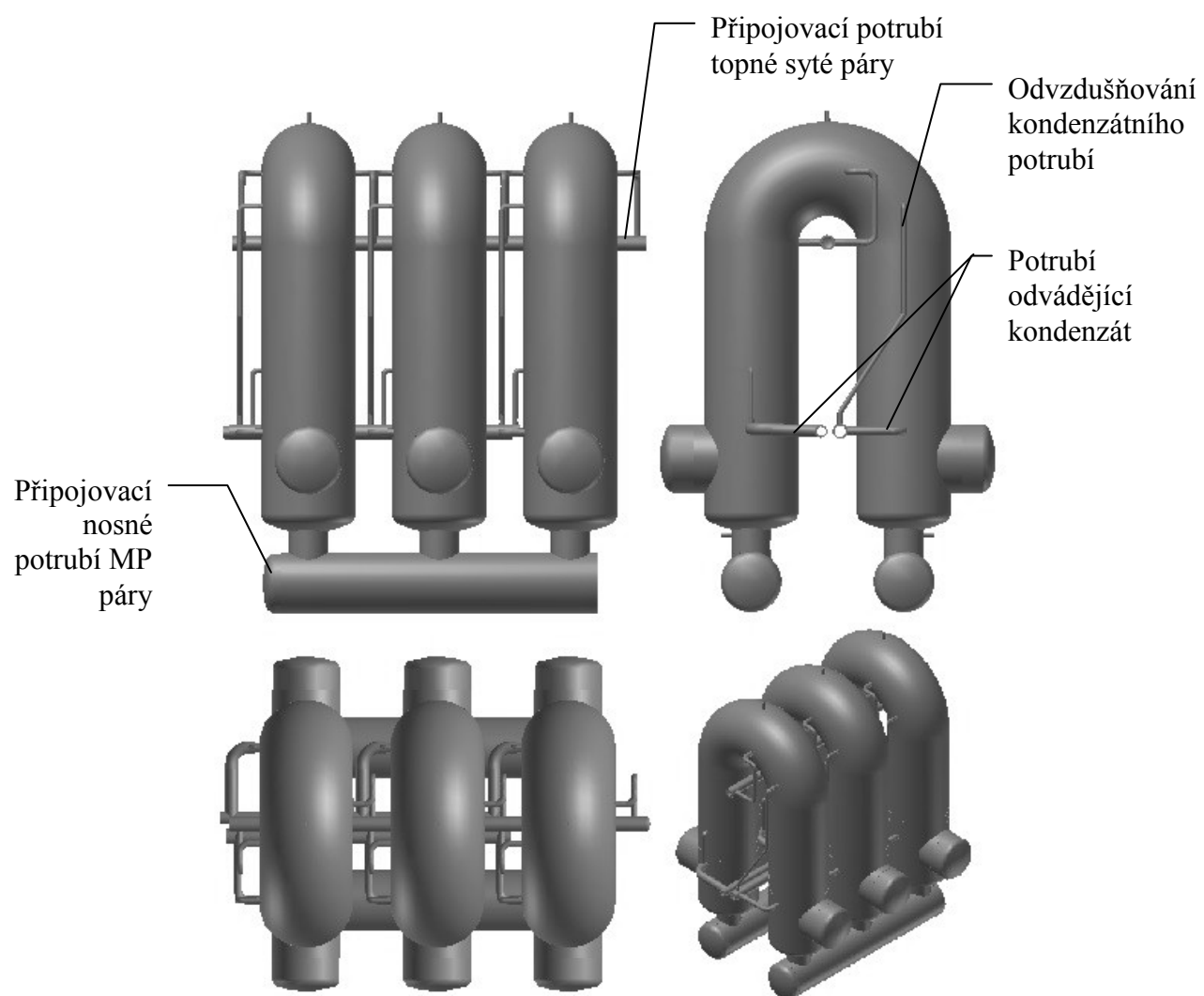
**Vstupní/výstupní komora:** Pláštěm vstupní/výstupní komory prochází potrubí odvádějící kondenzát zpět do bubnu. Ve spodní části vstupní/výstupní komory je umístěna připojovací trubka, okolo které je košilka (viz obrázek 10.2), kolem které se shromažďuje případný kondenzát. Pro odvádění tohoto kondenzátu, který by v komoře mohl vznikat při najíždění, slouží nátrubek na připojovací trubce. V boku komory je revizní otvor, který bude uzavřen přivařeným víkem, které se v případě potřeby odřízne a poté opět přivaří.



*Obr. 10.2 Trubkovnice.*



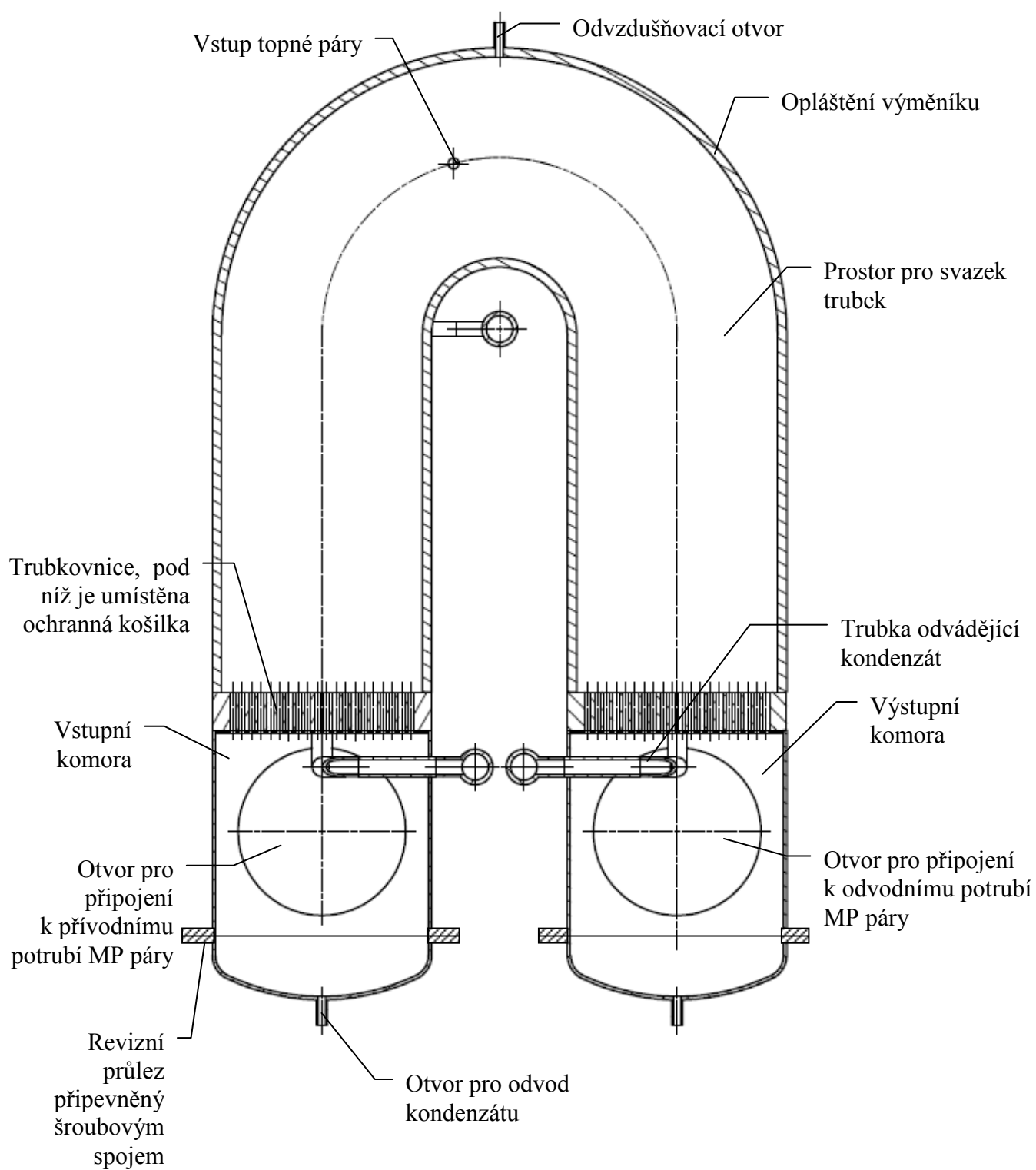
*Obr. 10.3 Detail košilky.*



*Obr. 10.4 Alternativa I.- princip řazení.*



## 10.2 Alternativa II. – Mezipřehřívák je uložen na nosné konstrukci



Obr. 10.5 Alternativa II.

**„Studená“ strana** (viz též obrázek 10.5 a 10.6)

Potrubí mezipřehřívané páry z VT části turbíny vstupuje do vstupní komory prvního dílu mezipřehříváku, kde se pára rozdělí na část, která půjde do svazku trubek, a část pokračuje přes zmenšený průměr (podle rozdělení průtoků) do dalšího dílu mezipřehříváku, a pak dále stejným způsobem do dalších dílů výměníku. Dále je pára, která vstoupila do svazku trubek, přehřívána a poté vstupuje do výstupní komory, odtud proudí přes případné další díly výměníku, kde se mísí s parou z těch to části a pak proudí potrubím zpět do NT části turbíny.

**„Teplá“ strana** (viz též obrázek 10.5 a 10.6)

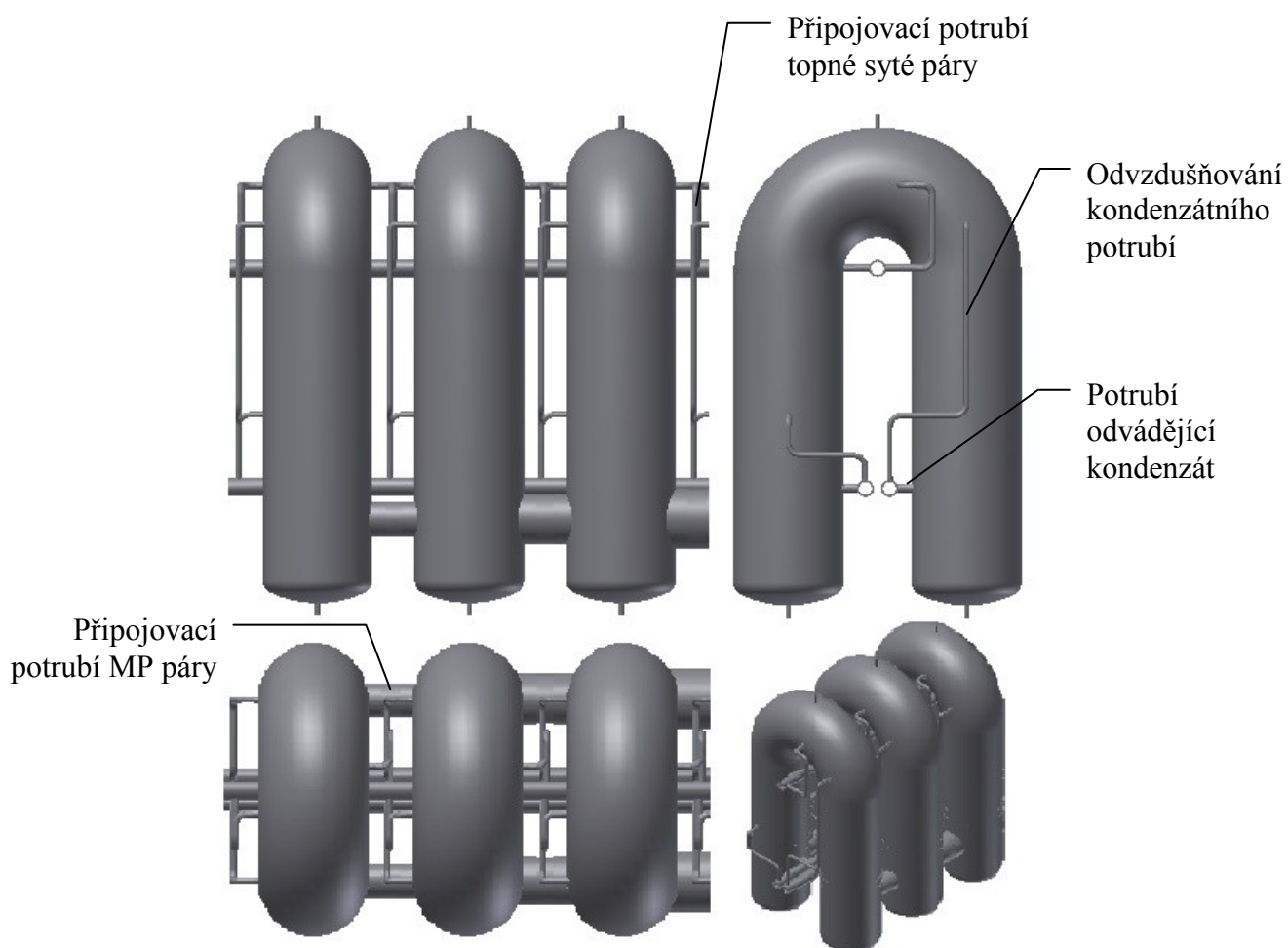
Do mezipřehříváku proudí sytá pára dvěma otvory v plášti výměníku. Kondenzuje na povrchu trubek a vzniklý kondenzát je odváděn otvorem v trubkovnici a je potrubím přes vstupní/výstupní komoru odváděn ven z výměníku, kde se zvětšuje průměr potrubí, aby hladina v trubce nedosahovala plné výšky průřezu. V horní části této rozšířené trubky bude propojení s „teplou“ stranou výměníku, tím je zajištěno odvětrání této trubky při najíždění.

**Ochranná košilka** před trubkovnicí slouží ke snížení rozdílů teplot mezi teplotou trubkovnice, která je otápěná sytou parou (339°C) a teplotou přiváděné mezipřehřívané páry (195°C). Tento teplotní rozdíl by mohl způsobovat provozní problémy.

**Trubkovnice:** V trubkovnici (viz obrázek 10.2) je kromě děr pro svazek trubek i otvor pro odvod kondenzátu, který zaručí, že se z povrchu trubkovnice bude dobře odvádět kondenzát.

**Plášť výměníku** je tvořen z rovné části a z ohybu, jeho možnosti výroby jsou řešeny v kapitole 6.3. V plášti výměníku jsou dva otvory pro přívod topné syté páry z bubnu, jeden otvor pro odvětrání výměníku a otvor pro odvětrání kondenzátního potrubí.

**Vstupní/výstupní komora:** Pláštěm vstupní/výstupní komory prochází potrubí odvádějící kondenzát zpět do bubnu. Ve spodní části vstupní/výstupní komory je umístěn revizní otvor, který bude uzavřen víkem, ve kterém je otvor pro odvádění kondenzátu, který by v komoře mohl vznikat při najíždění.



*Obr. 10.6 Alternativa II.-princip řazení*

## **Dimenzování a doprava**

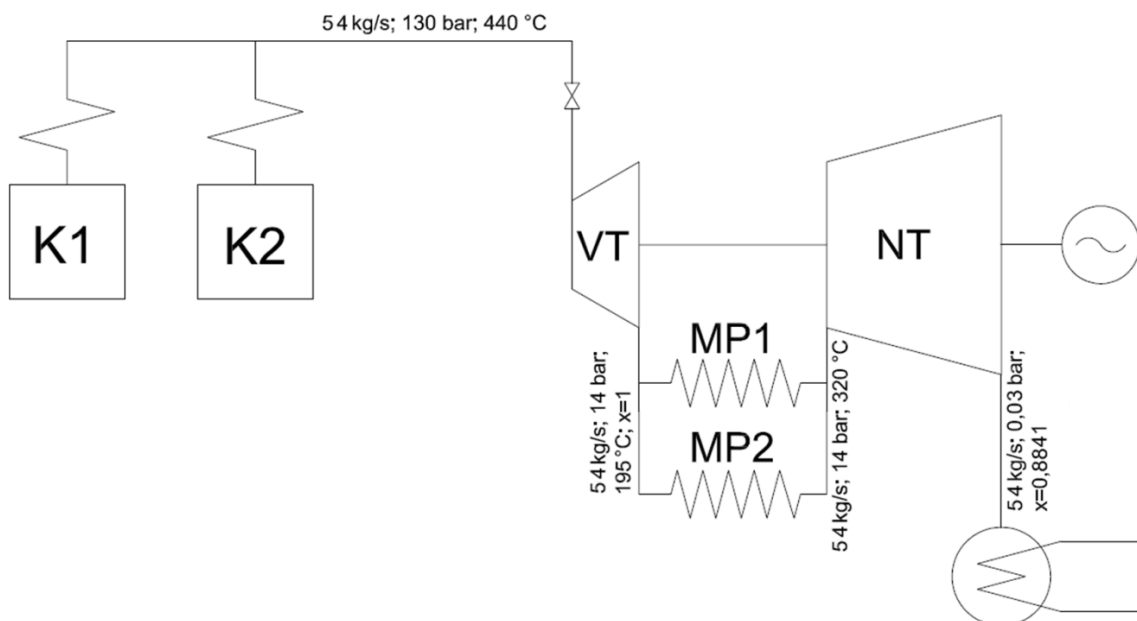
Dimenzování mezipřehříváku bylo provedeno podle pevnostního výpočtu společností Vítkovice P.E. Pro materiál uhlíková ocel P235GH, která je vhodná pro využití v tlakově namáhaných prostředích.

Doprava mezipřehříváku je možná buď vcelku (více ohybů) speciální dopravou s doprovodem (š. 7,49 m, v. 4 m, d. 23 m, do 100 tun), nebo, v případě přepravy jednotlivých ohybů zvlášť a montáži k sobě až na místě, lze pro přepravu použít standardní kamion (š. 2,4 m, v. 2,6 m, d. 13,5 m).

## 11. Návrh použití navrženého mezipřehříváku pro vybranou spalovnu SKO

Spalovna, do které se bude navržený mezipřehřívák páry umisťovat, je odvozena z literatury [1].

Spalovna má dva parní kotle, z nichž každý otáčí sytou parou jeden mezipřehřívák páry (je ze 3 dílů). Oba kotle mají společnou VT a NT turbínu, přehřátá a mezipřehřátá pára z obou kotlů se tak před vstupem do turbín smísí (viz obrázek 11.1).



Obr.11.1 Schéma spalovny s umístěnými mezipřehříváky.

Mezipřehřívaná pára tak z VT turbíny vychází jedním potrubím. Uspořádání mezipřehříváků je možné dvěma způsoby:

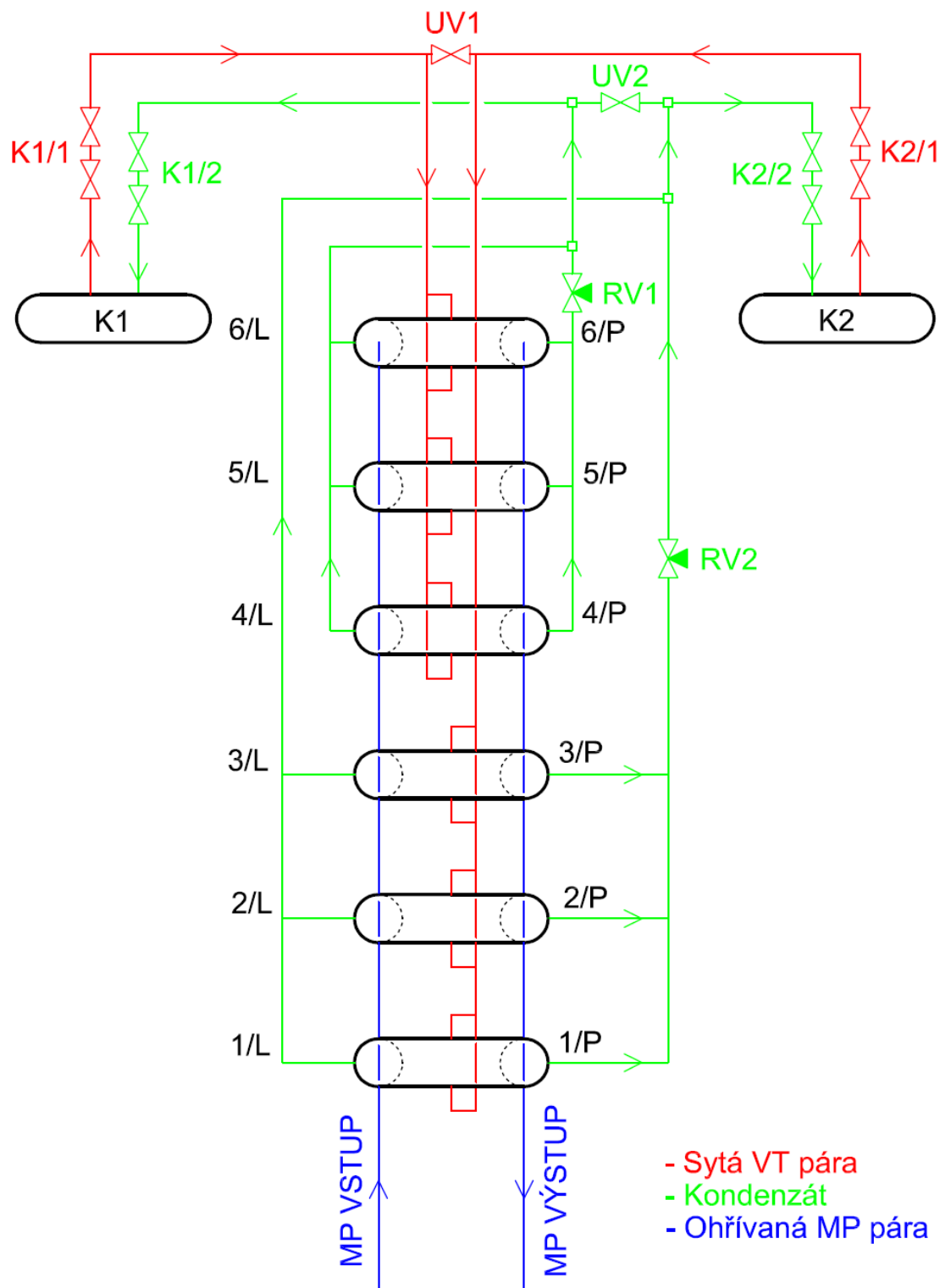
- 1) Každý kotel má u sebe mezipřehřívák (3 díly), přívodní potrubí se rozdělí na dvě – ke každému kotli jedno. Na straně mezipřehřívané páry jsou samostatně.
- 2) Nebo jsou oba mezipřehříváky na straně mezipřehřívané páry spojeny v jeden celek – mezipřehřívák (je z 6 dílů). Přívodní a odvodní potrubí mezipřehřívané páry se nemusí rozdělovat.

Pro další popis je zvolena druhá varianta, viz obrázek 11.2. Spojením dvou navržených mezipřehříváků tak vznikne výsledný mezipřehřívák, který má 6 dílů – 3 díly patří ke kotli K1 a 3 díly ke kotli K2. Od každého kotle je proveden samostatný přívod syté páry a návrat kondenzátu vždy pro 3 díly mezipřehříváku. Mezipřehřívaná pára z VT turbíny se přivádí do mezipřehříváku a odvádí se do NT turbíny vždy jedním potrubím – nemusí se rozdělovat.

Toto zapojení je dále popisováno ve dvou alternativních provedeních – podle uložení výměníků:

- I. Alternativa – výměníky jsou uloženy na přívodním potrubí a odváděcím potrubí mezipřehřívané páry.
- II. Alternativa – výměníky jsou uloženy na ocelové konstrukci.

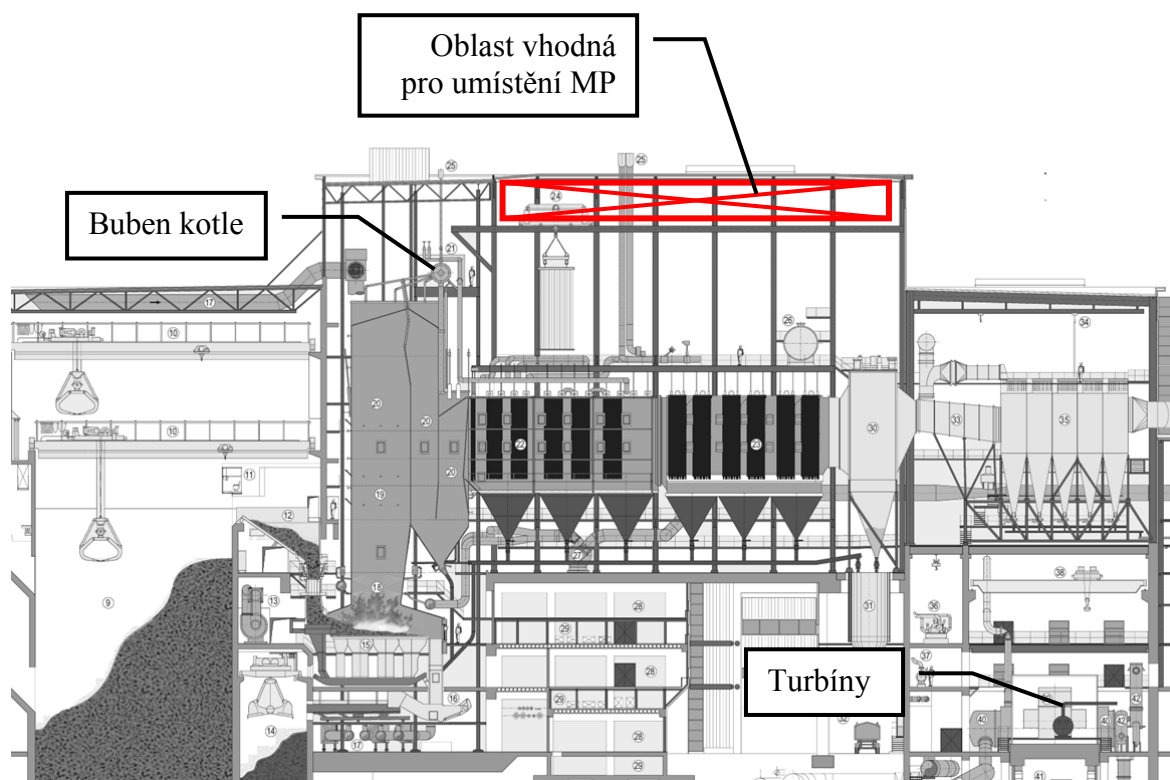
### Schéma zapojení



Obr. 11.2 Schéma zapojení.

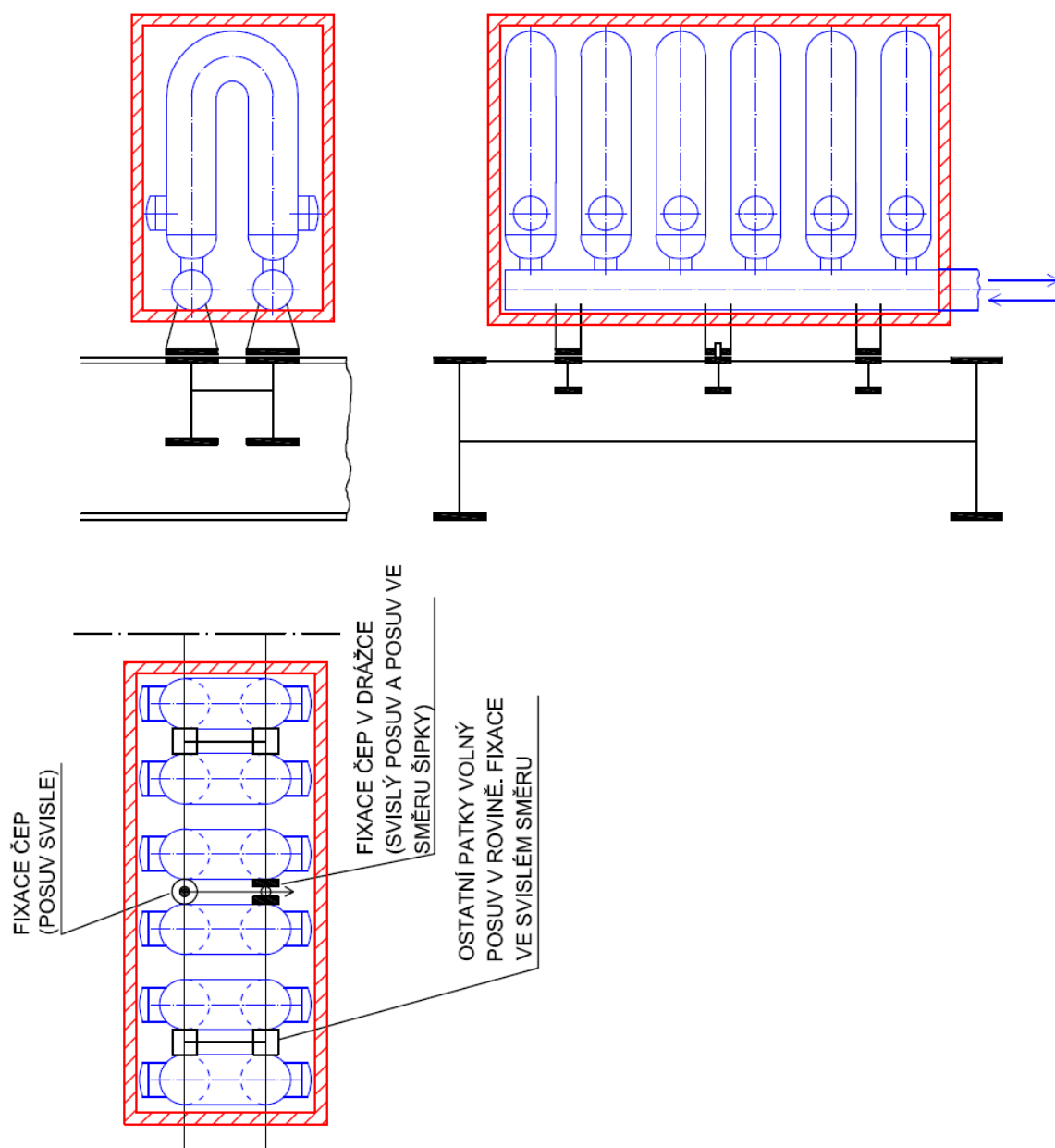
Mezipřehříváky musí být kvůli odvodu kondenzátu umístěny nad bubny kotlů, tedy někde pod střechou kotelny (viz obrázek 11.3, kde je schéma spalovny). Pokud by tomu tak nebylo musely by návrat kondenzátu zajišťovat čerpadla. Přírodní potrubí kondenzátu k bubnu musí být provedeno se sklonem minimálně  $2^\circ$ , aby bylo možné odvzdušnění potrubí.

Mezipřehříváky budou uloženy mezi nosníky stropu kotelny. Možnosti uložení nosníků jsou pro alternativu provedení výměníku I. na obrázku 11.4 a pro alternativu II na obrázku 11.5 a obrázku 11.6. Výměníky jsou zaizolované jako jeden celek, nosníky jsou netopené.



Obr. 11.3 Schéma spalovny s vyznačeným místem, kde by mohl být umístěný mezipřehřívák páry. [1]

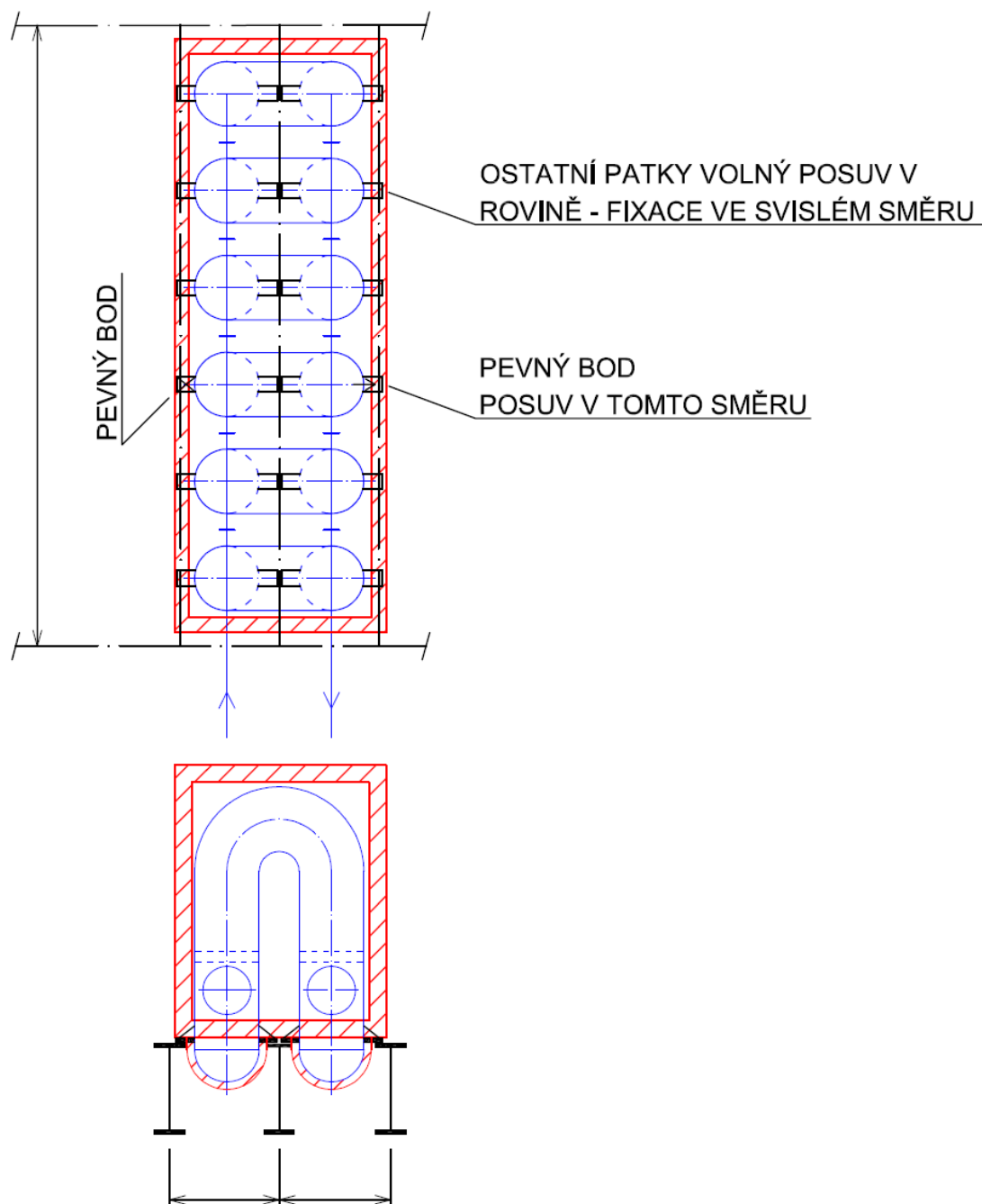
## I. ALTERNATIVA – ULOŽENÍ VÝMĚNÍKŮ PŘES NOSNÉ POTRUBÍ



Obr. 11.4 Umístění nosníků pro alternativu provedení výměníku I.

## II. ALTERNATIVA ULOŽENÍ NOSNÍKŮ – ULOŽENÍ NA KONSTRUKCI

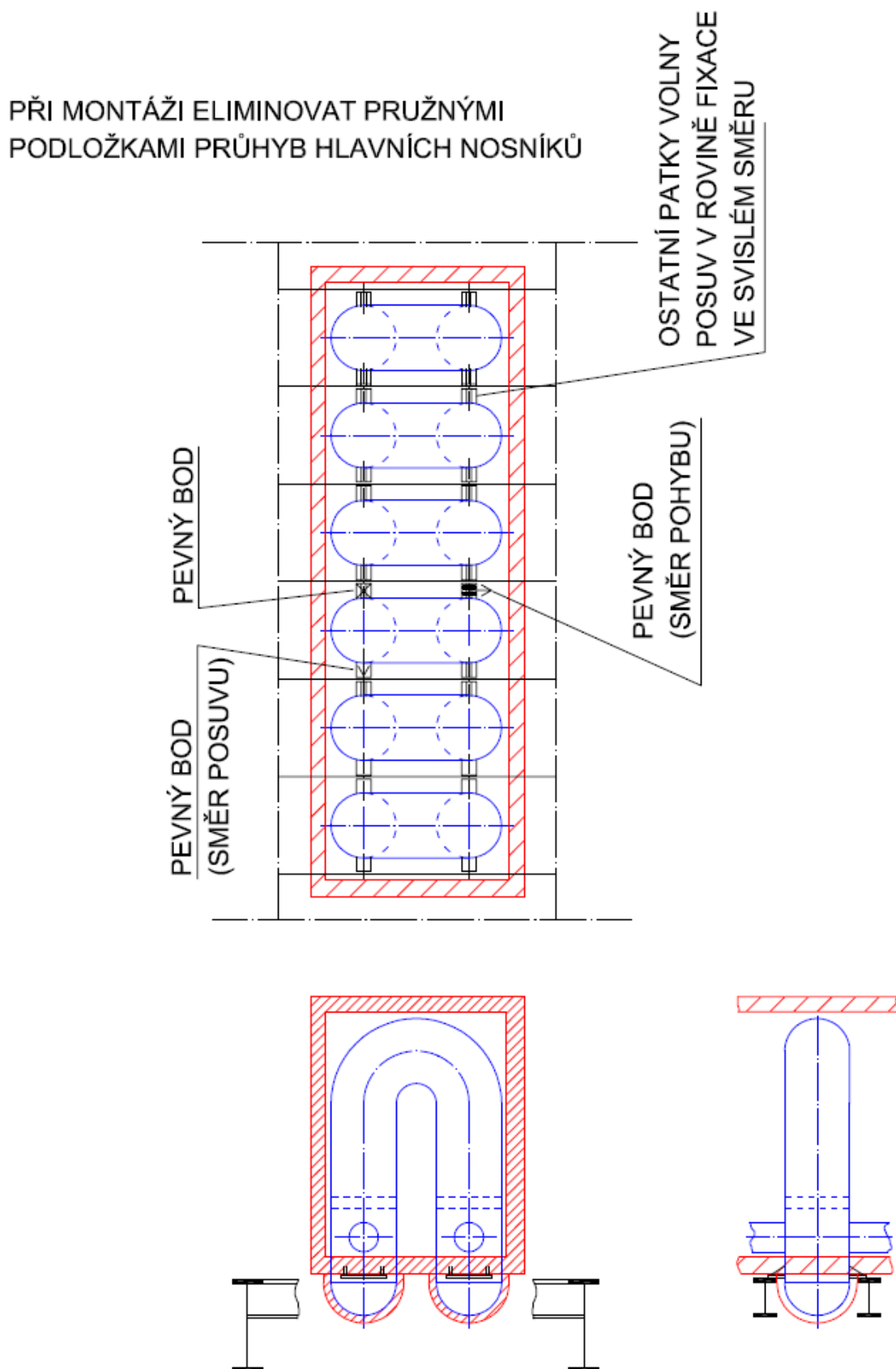
PŘI MONTÁŽI ELIMINOVAT PRUŽNÝMI  
PODLOŽKAMI PRŮHYB NOSNÍKŮ.



Obr. 11.5 Umístění nosníků pro alternativu provedení výměníku II.

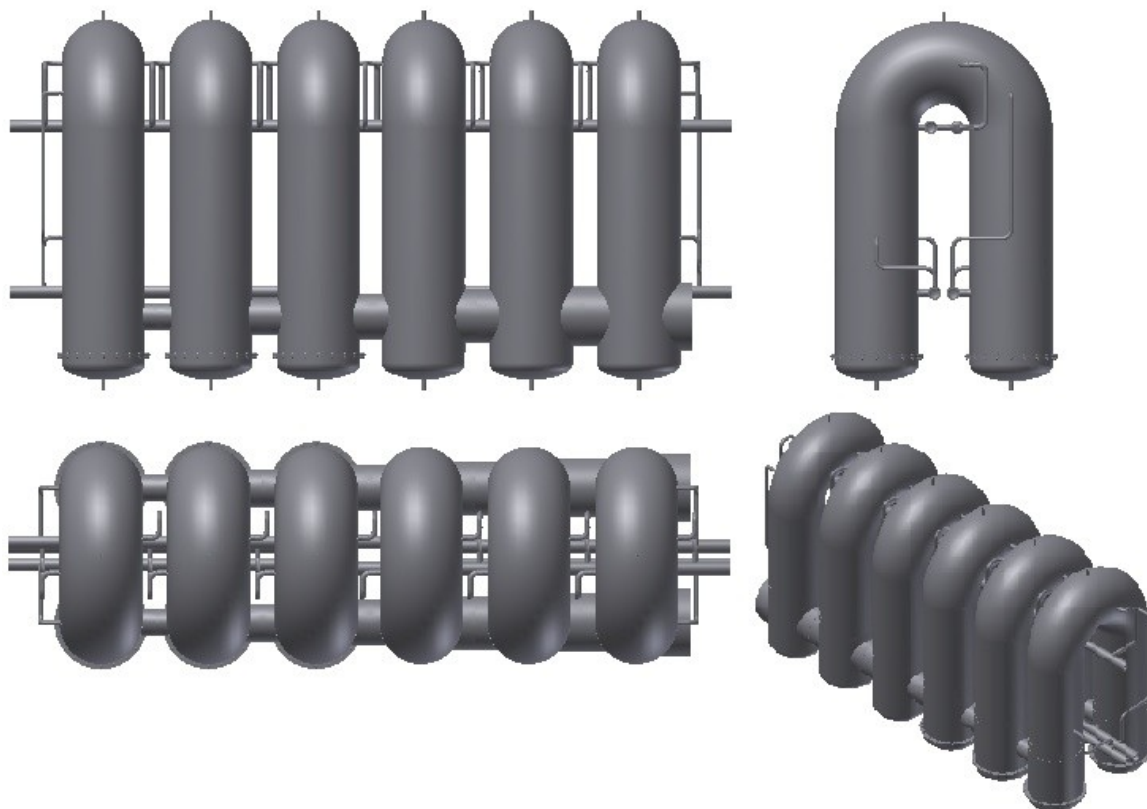


### III. ALTERNATIVA ULOŽENÍ NOSNÍKŮ – ULOŽENÍ NA KONSTRUKCI



Obr. 11.6 Umístění nosníků pro alternativu provedení výměníku II.

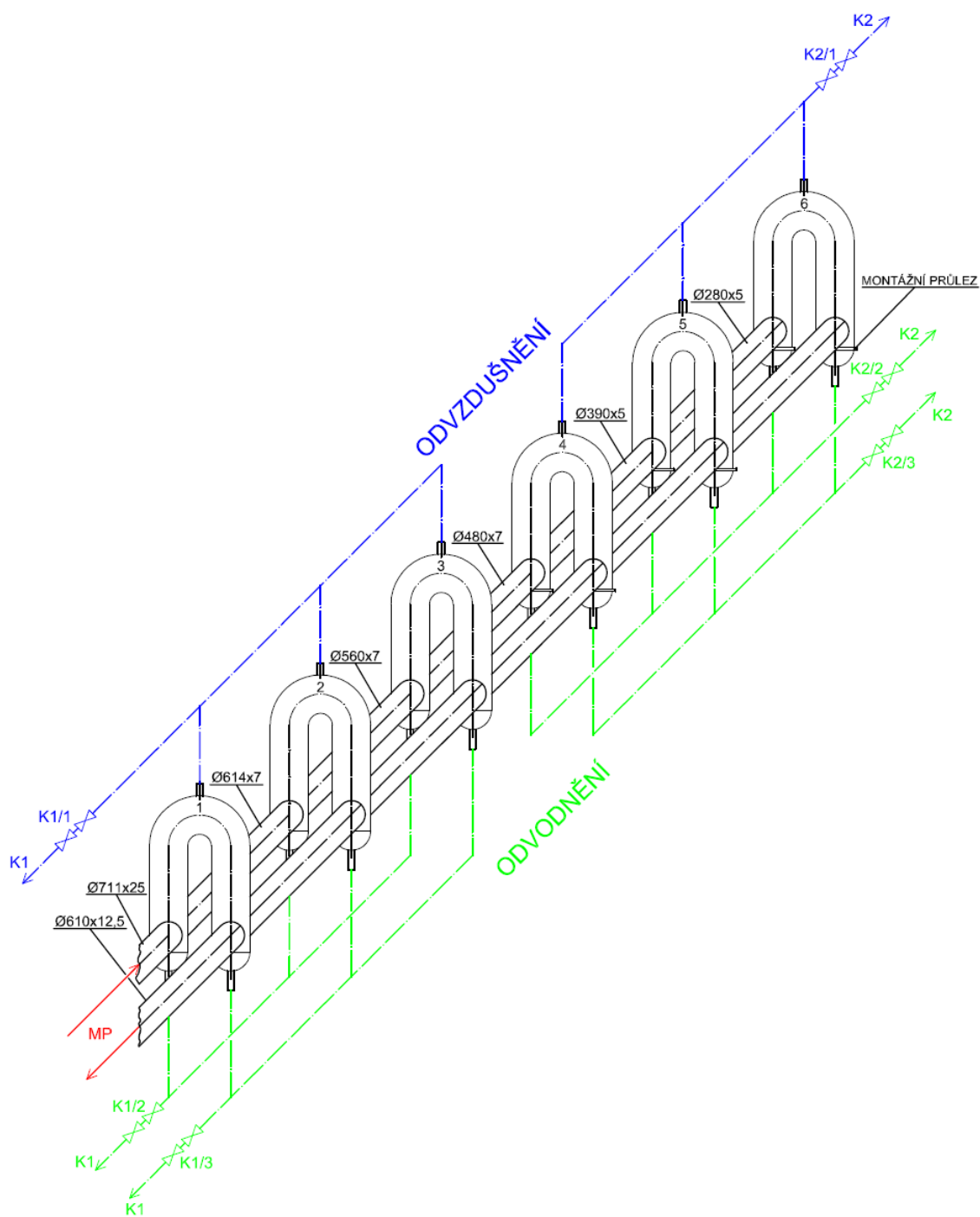
V konečném provedení je tedy mezipřehřívák na straně ohřívané páry společný pro oba kotle a provedení vychází z alternativy II provedení výměníku. Na obrázku 11.7 je vidět tvar celého mezipřehříváku páry (vzniklého spojením dvou mezipřehříváků popsaných v kapitole 10.2)



*Obr. 11.7 Předběžný tvar celého mezipřehříváku.*

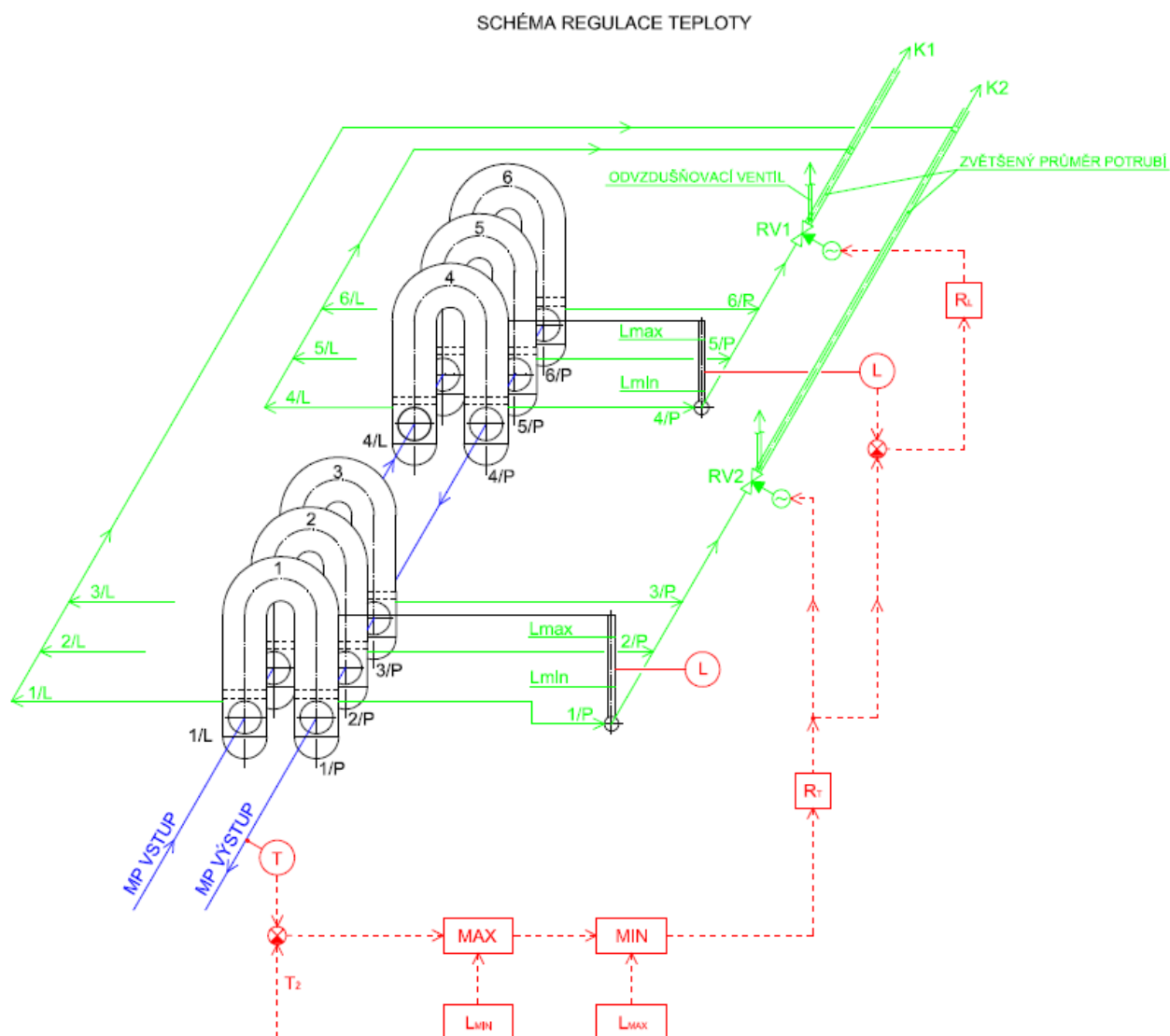
Revizní průlezy nejsou u prvních tří dílů mezipřehříváku proto, že spojovací potrubí mezi nimi má již dostatečný průměr, aby se do nich dalo při revizi nebo opravách prolézt.

Odvzdušnění a odvodnění (odvod případného kondenzátu), potřebné například při najíždění zařízení, je řešeno podle obrázku 11.8.



Obr. 11.8 Odvzdušnění a odvodnění.

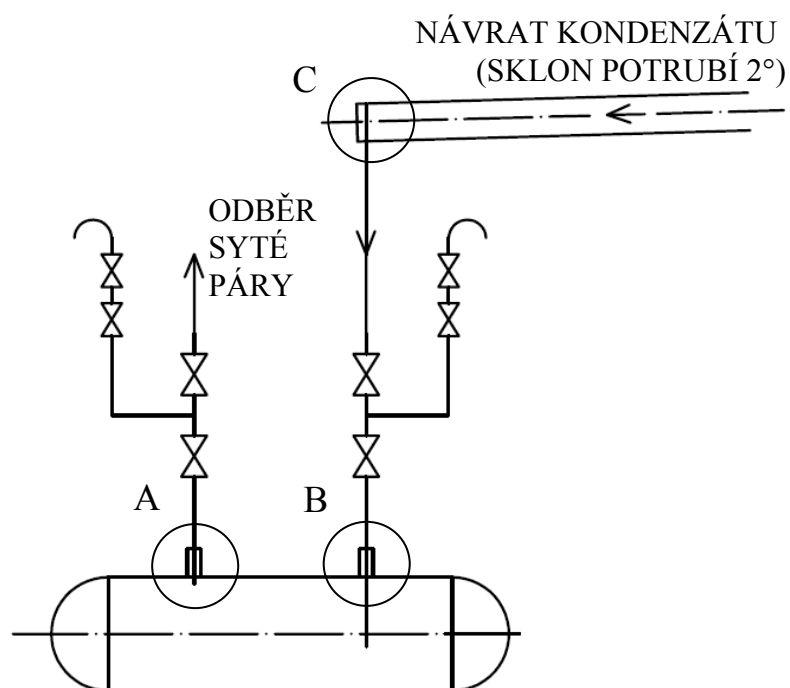
Regulace teploty mezipřehříváné páry vystupující z výměníku bude řešena způsobem popsaným v kapitole 9.4. Schéma regulace teploty spojených mezipřehříváku je na obrázku 11.9.



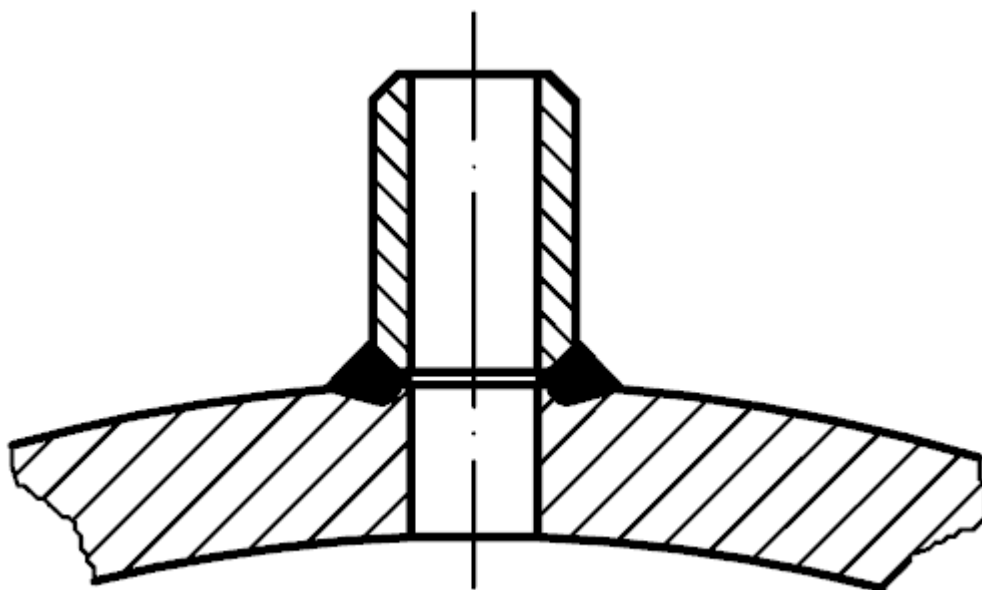
Obr. 11.9 Schéma regulace teploty.

Teplota výstupní páry se reguluje odvodem kondenzátu ze skupiny výměníků zapojených k jednomu kotli (např. ventilem RV2). Podle výšky hladiny v této skupině výměníků se pak na stejné úrovni udržuje hladina ve druhé skupině výměníků reguluje se opět odvod kondenzátu, v tomto případě regulačním ventilem RV1.

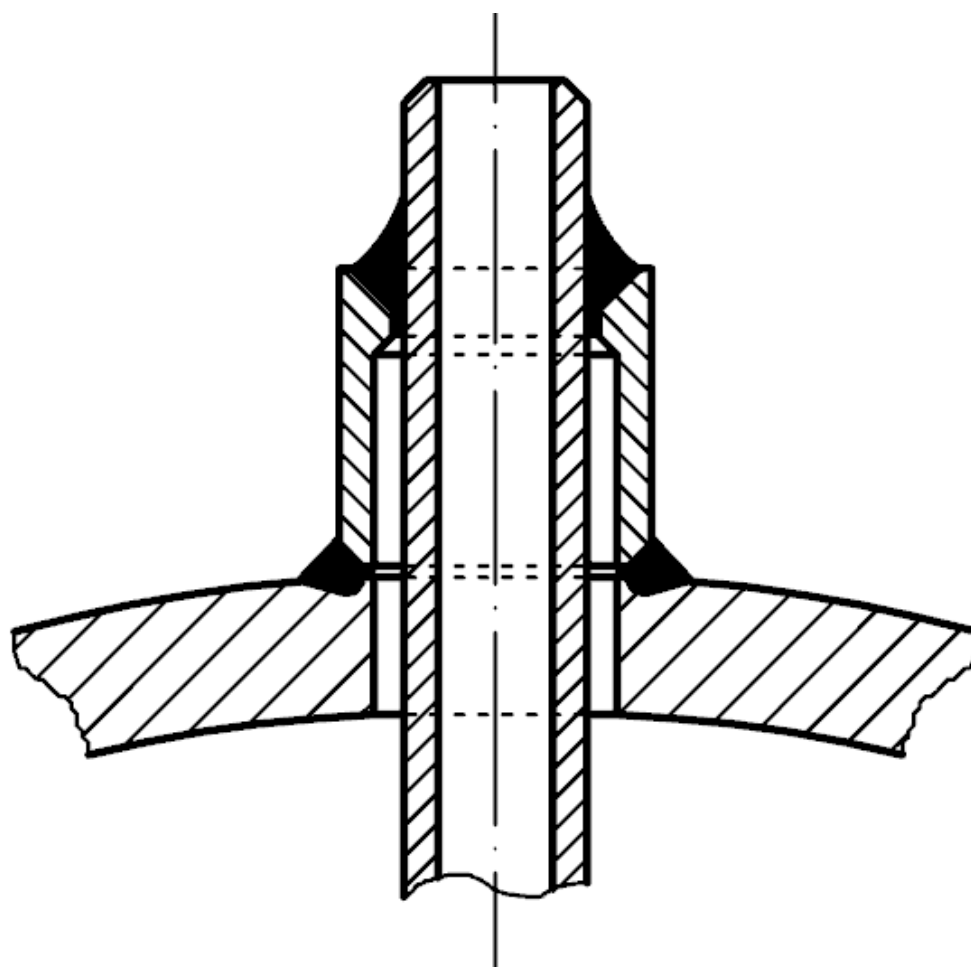
Na dalších obrázcích jsou uvedeny veškeré detaily provedení tlakového celku.



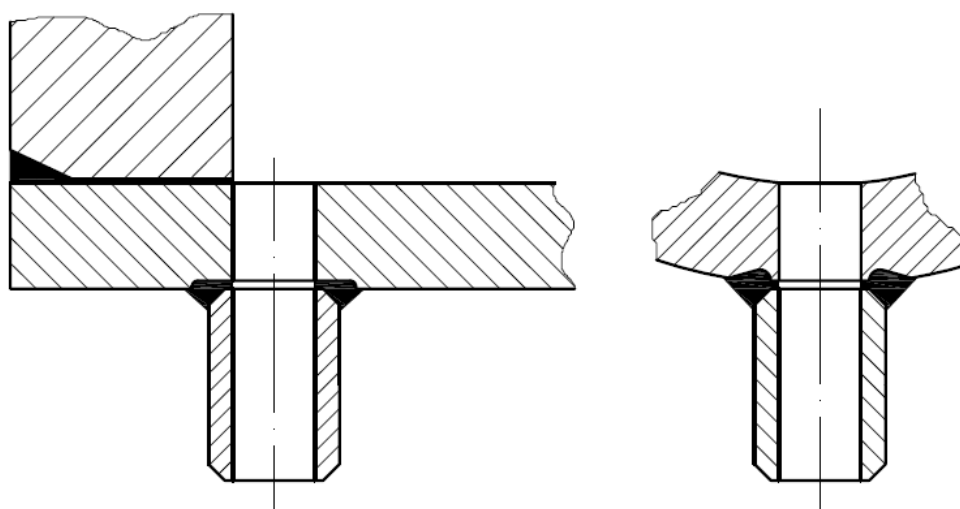
Obr. 11.10 Připojení odběru syté páry a přívodu kondenzátu k bubnu.



Obr. 11.11 Detail A – připojení odvodu syté páry.



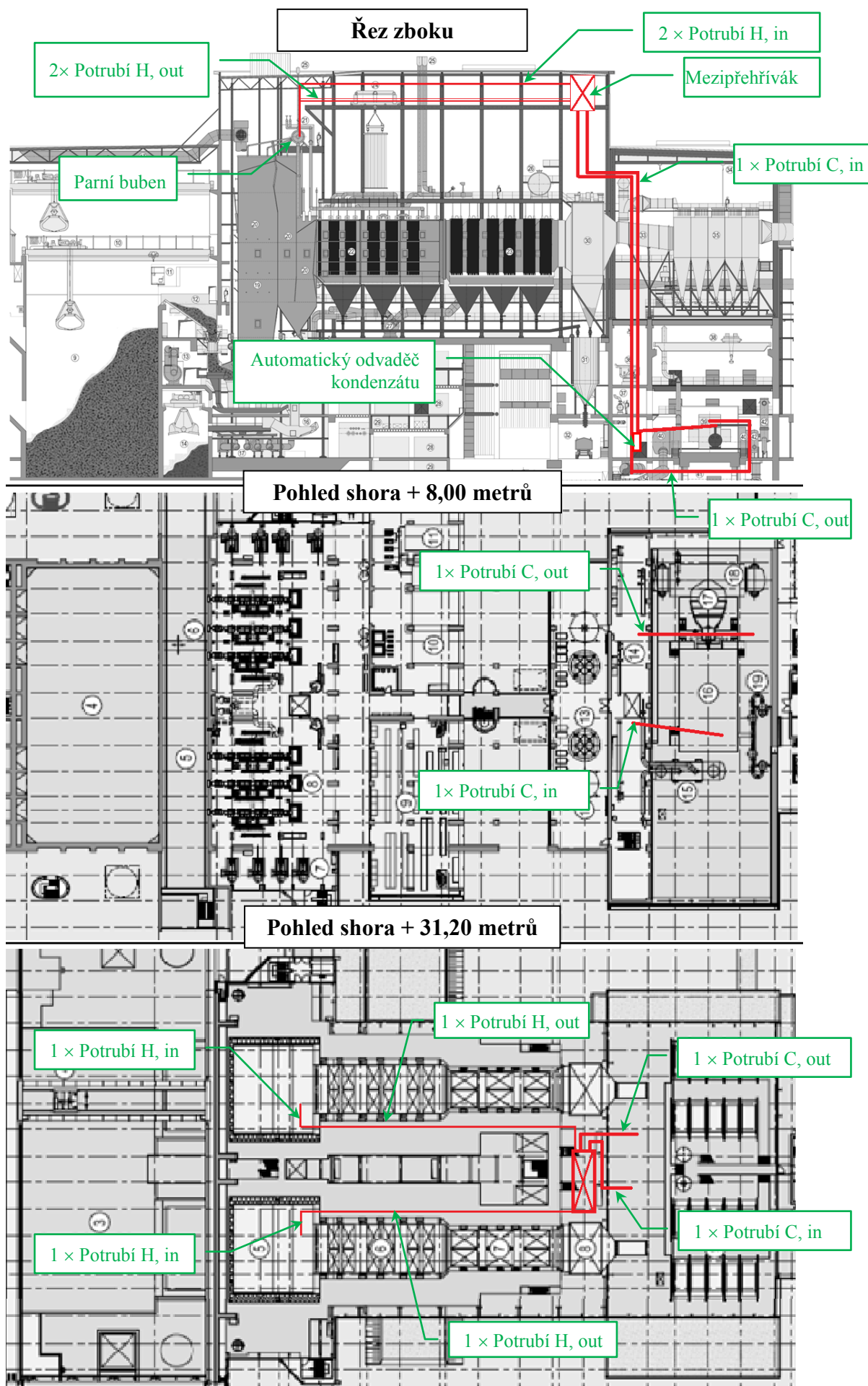
*Obr. 11.12 Detail B – připojení přívodu kondenzátu.*



*Obr. 11.13 Detail C – řešení spoje kondenzátních potrubí.*

## **11.1 Schéma umístění mezipřehříváku ve spalovně**

Schéma respektuje situaci ve spalovně dle literatury [1]. Pára, která vyexpandovala ve vysokotlaké turbíně, bude vedena potrubím k mezipřehříváku, který bude umístěný pod střechou kotelny, viz obrázek 11.1. Délka trasy a počet ohybů byly odhadnuty z obrázku pomocí zvoleného měřítka. Odvaděč kondenzátu slouží pro odvod kondenzátu, který by mohl vzniknout na stěnách potrubí, proto je i část potrubí z VT turbíny provedeno se spádem do odvaděče kondenzátu.



Obr.11.1 Schéma umístění mezipřehříváku v objektu spalovny a trasy potrubí.[1]



## 12. Tlaková ztráta mezipřehříváků

Podle literatury [25]

Tlaková ztráta mezipřehříváku bude určena jako součet tlakové ztráty přívodního a odvodního potrubí páry (parovodu) a těla samotného mezipřehříváku (tvořeného 6 díly).

### 12.1 Tlakové ztráty potrubí (parovodu) mezipřehřáté páry od mezipřehříváků k NT turbíně

#### 12.1.1 Volba normalizovaného průměru potrubí od mezipřehříváku k NT turbíně

Pára z VT turbíny, která byla mezipřehřátá v navrženém mezipřehříváku páry, bude vedena jedním potrubím až k NT turbíně.

Pro určení normalizovaného průměru parovodu do NT turbíny je napřed potřeba určit předběžný vnitřní průměr parovodu pro zvolenou rychlost a hmotnostní průtok páry. Poté se dle normy ČSN EN 10216-2 určí normalizované potrubí a vypočte skutečná rychlost proudění páry pro tento průměr.

#### Určení látkových vlastností potřebných pro výpočet

Všechny látkové vlastnosti jsou v tabulce 12.1 a byly určeny pomocí programu ESS pro páru při tlaku  $p_C$  a výstupní teplotě z mezipřehříváku  $t_{out,C}$ . U každé látkové vlastnosti je uveden použitý zápis výpočtu z programu ESS.

Tab. 12.1 Látkové vlastnosti páry

měrný objem páry $v[l]=Volume(Steam\_IAPWS; P=P[l]; T=T[l])$	$\dot{v} = 0,1896[m^3 \cdot kg^{-1}]$
hustota páry $\rho[l]=Density(Steam\_IAPWS; P=P[l]; T=T[l])$	$\rho = 5,275[kg \cdot m^{-3}]$

Hmotnostní průtok parovodem je  $\dot{m} = 2 \cdot \dot{m}_C = 2 \cdot 27 = 54 [kg \cdot s^{-1}]$ .

Výpočet objemového toku páry potrubím:

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot \dot{v} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (12.1)$$

$$\dot{V} = 54 \cdot 0,1896 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$\dot{V} = 10,237 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

### Volba rychlosti proudění páry

Zvolená rychlost proudění páry podstatně ovlivní průměr potrubí, ale i tlakovou ztrátu potrubí, z důvodu dosažení přijatelného průměru potrubí, byla po konzultaci s vedoucím práce zvolena výpočtová rychlost proudění páry  $w_c = 30 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ .

Průtočný průřez pro páru  $S_{pa} \text{ [m}^2\text{]}$  se určí ze vztahu:

$$\begin{aligned} S_{pa} &= \frac{\dot{V}}{w} \text{ [m}^2\text{]} \\ S_{pa} &= \frac{10,237}{30} \text{ [m}^2\text{]} \\ S_{pa} &= 0,341 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned} \tag{12.2}$$

Vypočet vnitřního průměru parovodu z mezipřehříváků do NT turbíny:

$$\begin{aligned} d_1 &= \sqrt{\frac{4 \cdot S_{pa}}{\pi}} \text{ [m]} \\ d_1 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,341}{\pi}} \text{ [m]} \\ d_1 &= 0,659 \text{ [m]} \end{aligned} \tag{12.3}$$

### Určení normalizovaného průměru a tloušťky parovodu z mezipřehříváků do NT turbíny

Podle vypočteného vnitřního průměru parovodu je dle normy ČSN EN 10216-2 určen normalizovaný rozměr potrubí. Vnější průměr zvolen  $d_2 = 0,711 \text{ [m]}$  a tloušťka stěny  $\delta_{st} = 0,025 \text{ [m]}$ . Materiál parovodu je P235GH.

Vnitřní normalizovaný průměr je tedy  $d_n = 0,661 \text{ [m]}$

Tloušťka stěny byla pevnostně kontrolována společností Vítkovice P. E., výpočtem byla určena minimální tloušťka stěny trubky 10 mm, avšak pro tento průměr, se potrubí s menší tloušťkou stěny již běžně nevyrábí. Tloušťka stěny je tak předimenzována (může se ale zvolit ocel s nižší pevností),

Skutečná rychlost proudění páry v parovodu normalizovaného průřezu:

$$w_n = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi \cdot d_n^2}{4}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (12.4)$$

$$w_n = \frac{10,237}{\frac{\pi \cdot 0,661^2}{4}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$w_n = 29,833 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

### 12.1.2 Výpočet tlakové ztráty jednoho metru trubky parovodu od mezipřehříváku k NT turbíně

Proudění páry je zpravidla turbulentní, pro toto proudění se používá pro výpočet tlakové ztráty tento vzorec:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_n} \cdot \frac{w_n^2}{2} \cdot \rho [\text{Pa}] \quad (12.5)$$

Kde:

$L$  [m] je délka,

$d_n$  [m] je ekvivalentní průměr rovnající se vnitřnímu normalizovanému průměru,

$w_n$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je rychlost proudění,

$\lambda$  [–] je součinitel tření.

#### Určení součinitele tření

Pro určení součinitele tření pro turbulentní proudění lze užít následující vztah:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{d_n}{k}\right)^2} [-] \quad (12.6)$$

Kde:

$k$  [m] je ekvivalentní drsnost a bývá pro uhlíkové trubky  $k \leq 0,1$  [mm] a pro austenity

$k \leq 0,05$  [mm]; zvolena  $k = 0,07$  [mm] =  $0,00007$  [m].

Dosazením do rovnice (12.6) se vypočte součinitel tření:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{d_n}{k}\right)^2} [-]$$

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{0,661}{0,00007}\right)^2} [-]$$

$$\lambda = 0,01210187 [-]$$

Dosazením do vzorce (12.5) se získá tlaková ztráta třením jednoho metru parovodu do NT turbíny:

$$\Delta p_{1tř} = \lambda \cdot \frac{L}{d_n} \cdot \frac{w_n^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{1tř} = 0,01210187 \cdot \frac{1}{0,661} \cdot \frac{29,833^2}{2} \cdot 5,275 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{1tř} = 42 \text{ [Pa]}$$

### 12.1.3 Výpočet celkové tlakové ztráty parovodu od mezipřehříváku k NT turbíně

Trasa vedení potrubí je zakreslena v obrázku 11.1, z toho je i určena délka vedení parovodu, a to pomocí odměření a přepočtení pomocí odhadnutého měřítka.

Celková tlaková ztráta se bude skládat z tlakové ztráty třením parovodu a místních ztrát v ohybech parovodu, ostatní místní ztráty způsobené jinými prvky budou zanedbány.

Trasa (směrem od turbíny):

ohyb 90° + 6 m + ohyb 90° + 8 m + ohyb 90° + 17 m + ohyb 90° + 44 m + ohyb 90° + 9 m + ohyb 90° + 10 m + ohyb 90° + 2 m

Odečtená délka parovodu z mezipřehříváku páry do NT turbíny

6 m + 8 m + 17 m + 44 m + 9 m + 10 m + 2 m

Celková délka potrubí je 96 m.

Počet kolen a jejich místní ztráta

7 × ohyb 90°.

Poloměry ohybů jsou 3D a typ ohybu je hladký.

Tlaková ztráta vzniklá vřazením místního odporu se určuje ze vztahu:

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{w_n^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]} \quad (12.7)$$

Součinitel místního odporu pro oblouková kolena stejného kruhového průřezu se určí:

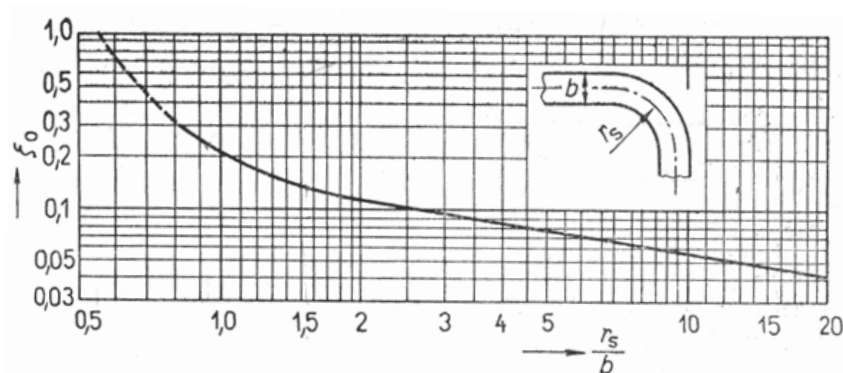
$$\xi = \xi_0 \cdot x_1 \cdot x_2 [-] \quad (12.8)$$

Kde:

$\xi_0 [-]$  je opravný součinitel platný pro kruhový průřez, určí se podle obrázku 12.1,

$x_1 [-]$  je opravný součinitel na Reynoldsovo číslo, určí se podle obrázku 12.2 ,

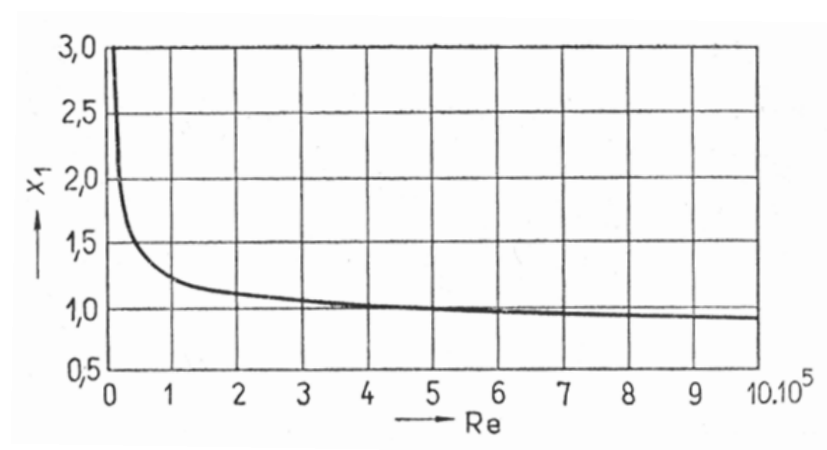
$x_2 [-]$  je opravný součinitel na vliv úhlu ohybu, určí se podle obrázku 12.3.



Obr. 12.1 Opravný součinitel platný pro kruhový průřez. [25]

$$\frac{r_s}{b} = \frac{2,133}{0,711} = 3[-]$$

Z obrázku 12.1 odečteno pro danou hodnotu  $\xi_0 = 0,1[-]$ .



Obr. 12.2 Opravný součinitel na Re číslo. [25]

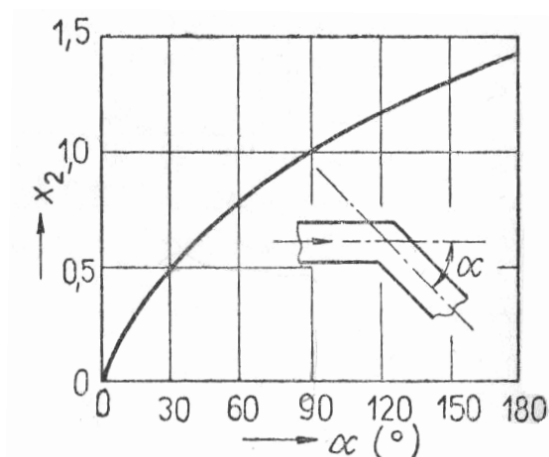
Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_n \cdot d_n}{\nu} [-] \quad (12.9)$$

$$Re = \frac{29,833 \cdot 0,661}{0,00002615348} [-]$$

$$Re = 753994 [-]$$

Z obrázku 12.2 odečteno pro danou hodnotu  $x_1 = 0,9 [-]$ .



Obr. 12.3 Opravný součinitel na vliv úhlu ohybu. [25]

$\alpha = 90 [^\circ]$

Z obrázku 12.3 odečteno pro danou hodnotu  $x_2 = 1 [-]$ .

Dosazením do vzorce (12.8) se vypočte součinitel tlakové ztráty ohybem trubky:

$$\xi = \xi_0 \cdot x_1 \cdot x_2 [-]$$

$$\xi = 0,1 \cdot 0,9 \cdot 1 [-]$$

$$\xi = 0,09 [-]$$

Dosazením do rovnice (12.7) se vypočte ztráta vřazením místního odporu (jednoho ohybu  $90^\circ$ ):

$$\Delta p_{1m} = \xi \cdot \frac{w_n^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{1m} = 0,09 \cdot \frac{29,833^2}{2} \cdot 5,275 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{1m} = 211 \text{ [Pa]}$$

#### Určení celkové tlakové ztráty parovodu k NT turbíně

Součin délky parovodu a tlakové ztráty 1m parovodu plus počet kolen a jejich místní ztráty dává celkovou tlakovou ztrátu přívodního potrubí mezipřehříváné páry k NT turbíně:

$$\Delta p_{out,C} = 7 \cdot \Delta p_{1m} + 96 \cdot \Delta p_{1tr} \text{ [Pa]} \quad (12.10)$$

$$\Delta p_{out,C} = 7 \cdot 211 + 96 \cdot 42 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{out,C} = 5604 \text{ [Pa]}$$

## 12.2 Tlakové ztráty potrubí (parovodu) mezipřehřívané páry od VT turbíny k mezipřehříváku

### 12.2.1 Volba normalizovaného průměru potrubí od VT turbíny k mezipřehříváku

Pro určení normalizovaného průměru parovodu z VT turbíny je napřed potřeba určit předběžný vnitřní průměr parovodu pro zvolenou rychlost a hmotnostní průtok páry. Poté se dle normy ČSN EN 10216-2 určí normalizované potrubí a vypočte skutečná rychlost proudění páry pro tento průměr.

#### Určení látkových vlastností potřebných pro výpočet

Všechny látkové vlastnosti jsou v tabulce 12.2 jsou určeny pomocí programu ESS pro páru při  $x = 1$  [–] a výstupní teplotu z VT turbíny, která je stejná jako  $t_{in,C}$  (látkové vlastnosti nemohou být použity pro  $t_{in,C}$  a  $p_C$ , program ESS by bral suchost automaticky nula). U každé látkové vlastnosti je uveden použitý zápis výpočtu z programu ESS.

Tab.12.2 Látkové vlastnosti páry.

měrný objem páry $v[1]=Volume(Steam\_IAPWS; x=1; T=T[1])$	$\dot{v} = 0,1409 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$
hustota páry $\rho[1]=Density(Steam\_IAPWS; x=1; T=T[1])$	$\rho = 7,098 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$

Hmotnostní průtok parovodem je  $\dot{m} = 2 \cdot \dot{m}_C = 2 \cdot 27 = 54 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$

Objemového tok páry potrubím se vypočte podle vzorce (12.1):

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot \dot{v} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{V} = 54 \cdot 0,1409 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{V} = 7,6086 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

#### Volba rychlosti proudění páry

Zvolená rychlost proudění páry podstatně ovlivní průměr potrubí, ale i tlakovou ztrátu potrubí, z důvodu dosažení přijatelného průměru potrubí, byla po konzultaci s vedoucím práce zvolena výpočtová rychlost proudění páry  $w = 30 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$ .

Průtočný průřez pro páru  $S_{pa}$  [m<sup>2</sup>] se určí ze vztahu (12.2):

$$S_{pa} = \frac{\dot{V}}{w} [\text{m}^2]$$

$$S_{pa} = \frac{7,6086}{30} [\text{m}^2]$$

$$S_{pa} = 0,253 [\text{m}^2]$$

Vnitřní průměr parovodu z VT turbíny se určí podle vzorce (12.3):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{pa}}{\pi}} [\text{m}]$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,25362}{\pi}} [\text{m}]$$

$$d_1 = 0,568 [\text{m}]$$

#### Určení normalizovaného průměru a tloušťky parovodu z VT turbíny do mezipřehříváku

Podle vypočteného vnitřního průměru parovodu je dle normy ČSN EN 10216-2 určen normalizovaný rozměr potrubí. Vnější průměr je  $d_2 = 0,610 [\text{m}]$  a tloušťka stěny  $\delta_{st} = 0,0125 [\text{m}]$ .

Ale pro zjednodušení bude potrubí stejné jako parovod od mezipřehříváků k NT turbíně. Vnější průměr je tedy  $d_2 = 0,711 [\text{m}]$  a tloušťka stěny je  $\delta_{st} = 0,025 [\text{m}]$ . Materiál parovodu je P235GH.

Vnitřní normalizovaný průměr pak je  $d_n = 0,661 [\text{m}]$ .

Tloušťka stěny byla pevnostně kontrolována společností Vítkovice P.E., výpočtem byla určena minimální tloušťka stěny trubky 9 mm, avšak pro tento průměr se potrubí s menší tloušťkou stěny již běžně nevyrábí. Tloušťka stěny je tak předimenzována (může se ale zvolit ocel s nižší pevností).

Skutečná rychlost proudění páry v parovodu normalizovaného průřezu se určí podle vzorce (12.4):

$$w_n = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi \cdot d_n^2}{4}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$w_n = \frac{7,6086}{\frac{\pi \cdot 0,661^2}{4}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$w_n = 22,172 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$



### 12.2.2 Výpočet tlakové ztráty jednoho metru trubky parovodu od VT turbíny k mezipřihříváku

Proudění páry je zpravidla turbulentní, pro toto proudění se používá pro výpočet tlakové ztráty vzorec (12.5):

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_n} \cdot \frac{w_n^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]}$$

Určení součinitele tření podle vzorce (12.6):

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{d_n}{K}\right)^2} [-]$$

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{0,661}{0,00007}\right)^2} [-]$$

$$\lambda = 0,01210187 [-]$$

Dosazením do vzorce (12.5) se získá tlaková ztráta třením jednoho metru parovodu z VT turbíny:

$$\Delta p_{1\text{tr}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_n} \cdot \frac{w_n^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{1\text{tr}} = 0,01210187 \cdot \frac{1}{0,661} \cdot \frac{22,172^2}{2} \cdot 7,098 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{1\text{tr}} = 31 \text{ [Pa]}$$

### 12.2.3 Výpočet celkové tlakové ztráty parovodu od VT turbíny k mezipřihříváku

Trasa vedení potrubí je zakreslena v obrázku 11.1, z něj je i určena délka vedení parovodu, a to pomocí odměření a přepočtení pomocí odhadnutého měřítka.

Jak již, bylo výše uvedeno celková tlaková ztráta se, bude skládat z tlakové ztráty třením parovodu a místních ztrát v ohybech parovodu, ostatní místní ztráty způsobené jinými prvky budou zanedbány (např. odvaděč kondenzátu, apod.).

Trasa:

ohyb 90° + 13 m + ohyb 90° + 39 m + ohyb 90° + 8 m + ohyb 90° + 8 m + ohyb 90° + 3 m + ohyb 90° + 10 m + ohyb 90° + 1 m

### Odečtená délka parovodu z VT turbíny do mezipříváku páry

$$13 \text{ m} + 39 \text{ m} + 8 \text{ m} + 8 \text{ m} + 3 \text{ m} + 10 \text{ m} + 1 \text{ m}$$

Celková délka potrubí je 82 m.

### Počet kolen a jejich místní ztráta

7 × ohyb 90°.

Poloměry ohybů jsou 3D a typ ohybu je hladký.

Určení  $\xi_0 [-]$  podle obrázku 12.1:

$$\frac{r_s}{b} = \frac{2,133}{0,711} = 3 [-]$$

Z obrázku 12.1 odečteno pro danou hodnotu  $\xi_0 = 0,1 [-]$ .

Reynoldsovo číslo se určí podle vzorce (12.9):

$$\text{Re} = \frac{w_n \cdot d_n}{\nu} [-]$$

$$\text{Re} = \frac{22,172 \cdot 0,661}{0,00001943771} [-]$$

$$\text{Re} = 753994 [-]$$

Určení  $x_1 [-]$  podle obrázku 12.2:

Z obrázku 12.2 odečteno pro danou hodnotu  $x_1 = 0,9 [-]$ .

Určení  $x_2 [-]$  podle obrázku 12.3:

$$\alpha = 90 [^\circ]$$

Z obrázku 12.3 odečteno pro danou hodnotu  $x_2 = 1 [-]$ .

Dosazením do vzorce (12.8) se vypočte součinitel tlakové ztráty ohybem trubky:

$$\xi = \xi_0 \cdot x_1 \cdot x_2 [-]$$

$$\xi = 0,1 \cdot 0,9 \cdot 1 [-]$$

$$\xi = 0,09 [-]$$

Dosazením do rovnice (12.7) se vypočte ztráta vřazením místního odporu (jednoho ohybu 90°):

$$\Delta p_{1m} = \xi \cdot \frac{w_n^2}{2} \cdot \rho [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{1m} = 0,09 \cdot \frac{22,172^2}{2} \cdot 7,098 [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{1m} = 157 [\text{Pa}]$$

Určení celkové tlakové ztráty parovodu k mezipřehříváku podle vzorce (12.10):

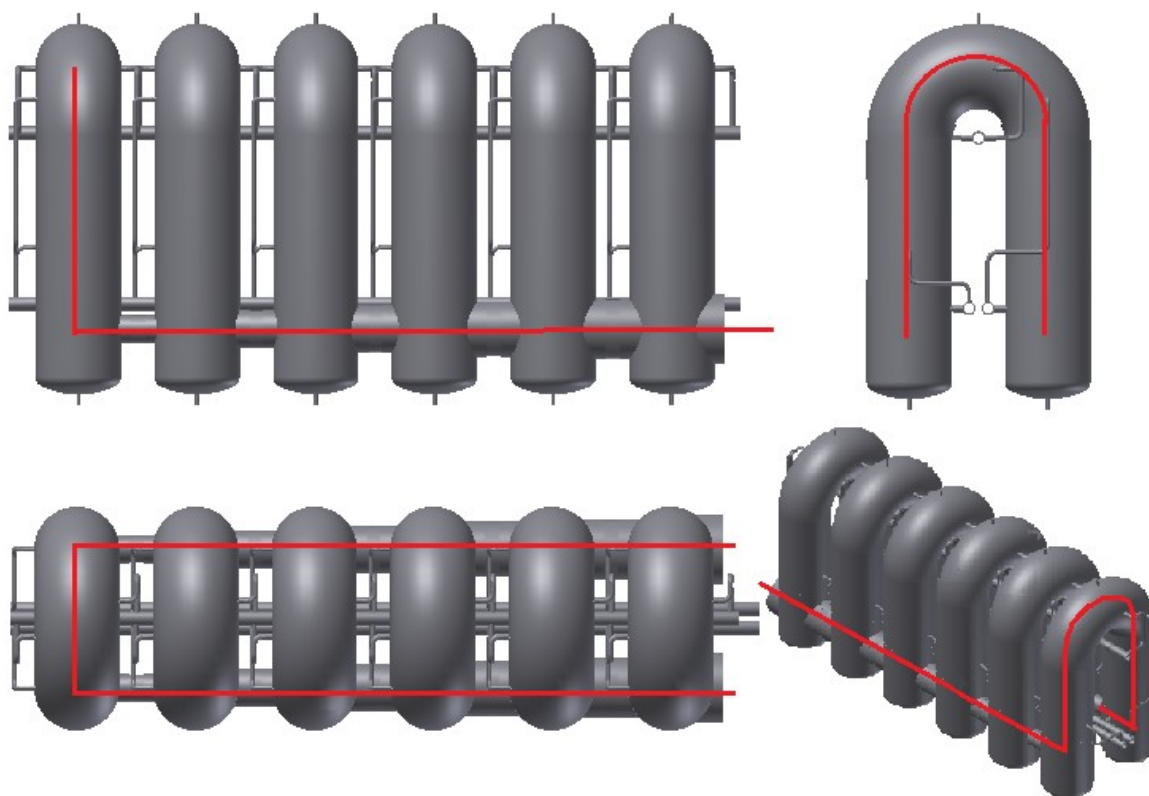
$$\Delta p_{in,C} = 7 \cdot \Delta p_{1m} + 82 \cdot \Delta p_{1tř} \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{in,C} = 7 \cdot 157 + 82 \cdot 32 \text{ [Pa]}$$

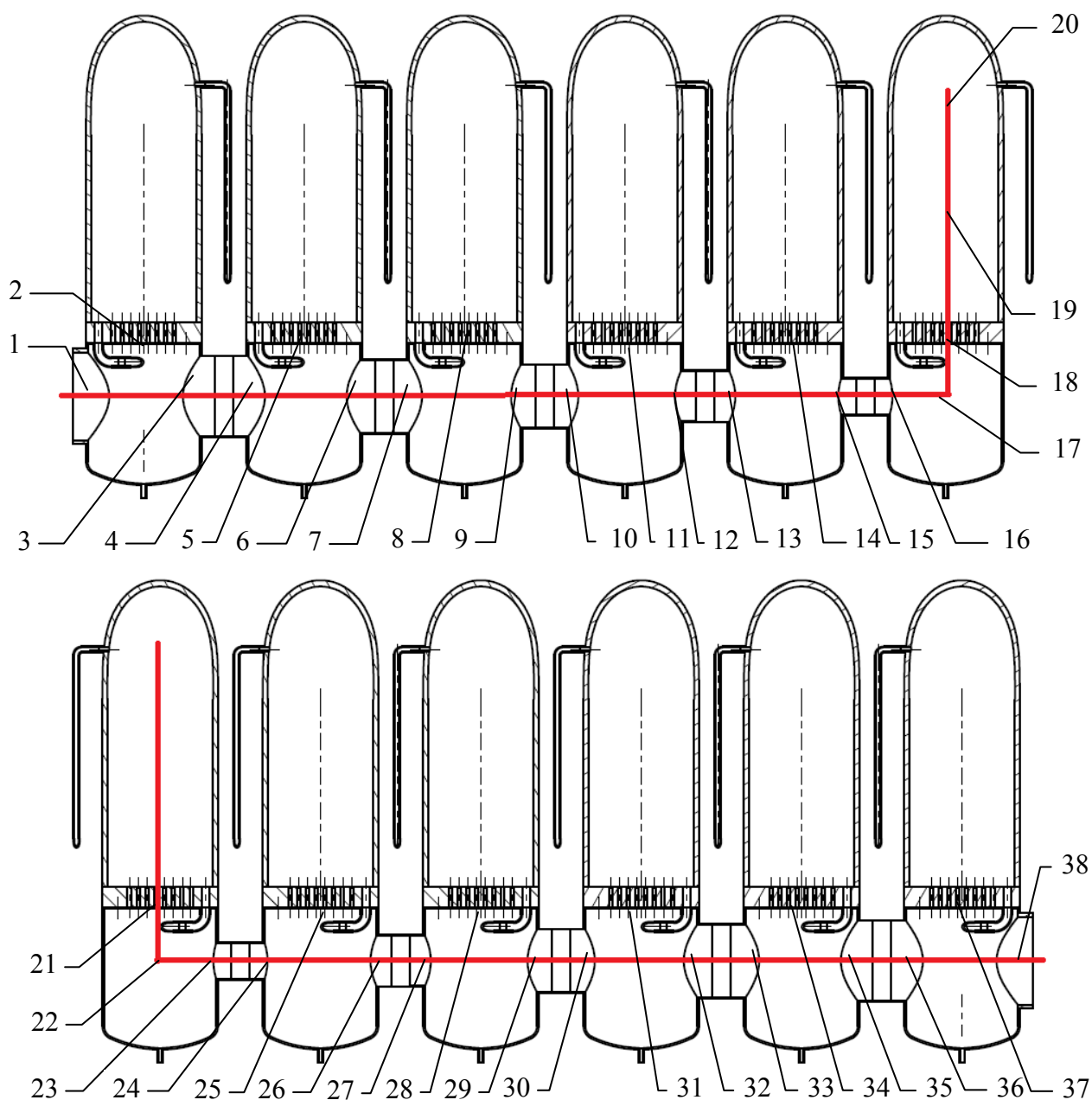
$$\Delta p_{in,C} = 3718 \text{ [Pa]}$$

### 12.3 Tlaková ztráta průchodem přes mezipřehřívák páry

Na obrázku 12.4 je naznačeno, jak je pro výpočet tlakové ztráty uvažováno proudění elementu mezipřehřívané páry výměníkem. Na obrázku 12.5 je rozdělení mezipřehříváku na jednotlivé výpočtové uzly.



Obr. 12.4 Uvažované proudění elementu mezipřehřívané páry výměníkem.



Obr. 12.5 Rozdělení mezipřehříváku na výpočtové uzly.

### 12.3.1 Rozdělení mezipřehříváku na výpočtové uzly

- 1) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 2) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 3) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 4) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 5) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 6) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 7) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření

- 8) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 9) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 10) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 11) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 12) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 13) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 14) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 15) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 16) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 17) součinitel tlakové ztráty změnou směru proudění
- 18) součinitel tlakové ztráty pro vstup do jedné trubky z 288 (vstup do trubky s ostrou hranou)
- 19) tlaková ztráta třením střední trubky
- 20) součinitel tlakové ztráty ohybem trubky (tlaková ztráta změnou směru)
- 21) součinitel tlakové ztráty pro výstup z jedné trubky z 288 (výstup z trubky)
- 22) součinitel tlakové ztráty změnou směru proudění
- 23) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 24) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 25) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 26) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 27) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 28) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 29) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 30) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 31) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 32) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 33) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 34) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 35) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení
- 36) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření
- 37) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu
- 38) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení

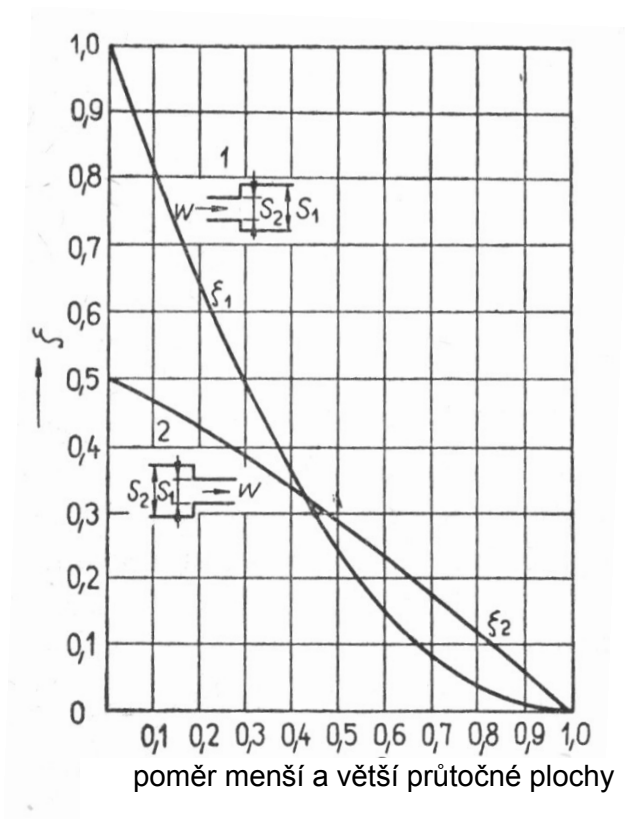
Tlakové ztráty třením ve spojovacích potrubích jsou kvůli jejich malým délkám zanedbány.

Tlakové ztráty třením ve vstupních/výstupních komorách jsou díky malým rychlostem také zanedbatelné a nebudou uvažovány.

### 12.3.2 Určení součinitelů místních tlakových ztrát

#### 1) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření

$\xi[-]$  se určí dle obrázku 12.6.



Obr. 12.6 Součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu. [25]

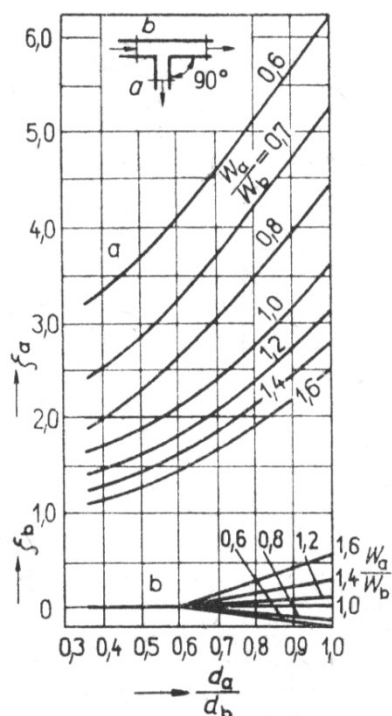
$S_1[\text{m}^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory  $S_1 = 0,755 [\text{m}^2]$ .

$S_2[\text{m}^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,661^2}{4}}{0,755} = 0,455 [-]$$

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 1  $\xi = 0,32 [-]$

**2) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**  
 $\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.7.



Obr. 12.7 Součinitel tlakové ztráty pro kolmé rozbočky. [25]

Průměr  $d_b$  [m] se určí z plochy vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory  $S_1 = 0,755$  [m<sup>2</sup>] pomocí vzorce:

$$d_b = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} \text{ [m]} \quad (12.11)$$

$$d_b = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,755}{\pi}} \text{ [m]}$$

$$d_b = 0,980 \text{ [m]}$$

Průměr  $d_a$  [m] bude průměr vypočtený z celkové plochy všech děr v trubkovnici (počet děr 288)

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot 288 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}{\pi}} \text{ [m]} \quad (12.12)$$

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot 288 \cdot \frac{\pi \cdot 0,021^2}{4}}{\pi}} \text{ [m]}$$

$$d_a = 0,356 \text{ [m]}$$

$$\frac{d_a}{d_b} = \frac{0,356}{0,980} = 0,363 [-]$$

$w_a [m \cdot s^{-1}]$  rychlost proudění páry v trubkách.

$w_b [m \cdot s^{-1}]$  rychlost páry na vstupu do vstupní/výstupní komory.

$$\frac{w_a}{w_b} = \frac{15}{22} = 0,682 [-]$$

Z obrázku 12.7 odečteno pro dané hodnoty z křivky b  $\xi = 0 [-]$ .

Vzhledem k tomu že poměr  $\frac{d_a}{d_b}$  se nebude měnit, protože se průřezy vstupních / výstupních komor se v žádné části výměníku nemění. Lze z obrázku 12.7 vyčíst, že i při případné změně poměru  $\frac{w_a}{w_b}$  se  $\xi$  nezmění a bude pro všechny další případy vždy  $\xi = 0 [-]$ .

### 3) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,6^2}{4}}{0,755} = 0,374 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 2  $\xi = 0,35 [-]$ .

### 4) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,6^2}{4}}{0,755} = 0,374 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 1  $\xi = 0,4 [-]$ .



**5) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**

$\xi = 0 [-]$  určeno výše.

**6) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení**

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,546^2}{4}}{0,755} = 0,310 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 2  $\xi = 0,38 [-]$ .

**7) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření**

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,546^2}{4}}{0,755} = 0,310 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 1  $\xi = 0,49 [-]$ .

**8) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**

$\xi = 0 [-]$  určeno výše.

**9) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení**

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,466^2}{4}}{0,755} = 0,226 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 2  $\xi = 0,42 [-]$ .

**10) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření**

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,466^2}{4}}{0,755} = 0,226 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 1  $\xi = 0,62 [-]$ .

**11) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**

$\xi = 0 [-]$  určeno výše.

**12) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení**

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,38^2}{4}}{0,755} = 0,150 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 2  $\xi = 0,45 [-]$ .

**13) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření**

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,38^2}{4}}{0,755} = 0,150 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 1  $\xi = 0,7 [-]$ .

**14) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**

$\xi = 0 [-]$  určeno výše.

### 15) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,27^2}{4}}{0,755} = 0,076 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 2  $\xi = 0,48 [-]$ .

### 16) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,27^2}{4}}{0,755} = 0,076 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro určenou hodnotu z křivky 1  $\xi = 0,86 [-]$ .

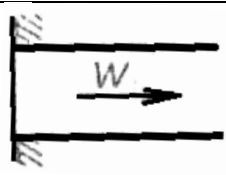
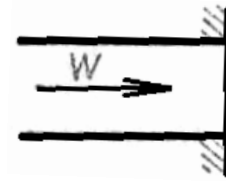
### 17) součinitel tlakové ztráty změnou směru proudění

Díky velmi nízké rychlostní proudění páry po vstupu do vstupní komory lze brát, že součinitel tlakové ztráty změnou směru proudění je již zahrnut v součiniteli tlakové ztráty rozšířením průřezu (při vstupu do vstupní komory) a součiniteli tlakové ztráty vstupem do trubky (svazku trubek).

$$\xi = 0 [-]$$

**18) součinitel tlakové ztráty pro vstup do jedné trubky z 288 (vstup do trubky s ostrou hranou)**

*Tab. 12.3 hodnoty součinitel tlakové ztráty pro některé typické případy.[25]*

Vstup do trubky s ostrou hranou		$\xi = 0,5 [-]$
Výstup z trubky		$\xi = 1,0 [-]$

Součinitel tlakové ztráty odečten z tabulky 12.3 pro daný případ  $\xi = 0,5 [-]$ .

**20) součinitel tlakové ztráty ohybem trubky (tlaková ztráta změnou směru)**

$$\frac{r_s}{b} = \frac{0,7}{0,021} = 33,333 [-]$$

Z obrázku 12.1 odečteno pro danou hodnotu  $\xi_0 = 0,030 [-]$ .

Reynoldsovo číslo vypočteno v kapitole 6.2.2.

$$Re = 103382,071 [-]$$

Z obrázku 12.2 odečteno pro danou hodnotu  $x_1 = 1,25 [-]$ .

$$\alpha = 180 [^\circ]$$

Z obrázku 12.3 odečteno pro danou hodnotu  $x_2 = 1,4 [-]$ .

Dosazením do vzorce (12.8) se vypočte součinitel tlakové ztráty ohybem trubky:

$$\xi = \xi_0 \cdot x_1 \cdot x_2 [-]$$

$$\xi = 0,030 \cdot 1,25 \cdot 1,4 [-]$$

$$\xi = 0,0525 [-]$$

**21) součinitel tlakové ztráty pro výstup z jedné trubky z 288 (výstup z trubky)**

součinitel tlakové ztráty odečten z tabulky 12.3 pro daný případ  $\xi = 1 [-]$ .

## **22) součinitel tlakové ztráty změnou směru proudění**

Díky velmi nízké rychlostní proudění páry po vstupu do výstupní komory lze brát, že součinitel tlakové ztráty změnou směru proudění je již zahrnut v součiniteli tlakové ztráty rozšířením průřezu (při vstupu do výstupní komory) a součiniteli tlakové ztráty výstupem z trubky (svazku trubek).

$$\xi = 0 [-]$$

## **23) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení**

Stejně jako uzel 15)  $\xi = 0,48 [-]$ .

## **24) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření**

Stejně jako uzel 16)  $\xi = 0,86 [-]$ .

## **25) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**

$\xi = 0 [-]$  určeno výše.

## **26) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení**

Stejně jako uzel 12)  $\xi = 0,45 [-]$ .

## **27) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření**

Stejně jako uzel 13)  $\xi = 0,7 [-]$ .

## **28) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**

$\xi = 0 [-]$  určeno výše.

## **29) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení**

Stejně jako uzel 9)  $\xi = 0,42 [-]$ .

## **30) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření**

Stejně jako uzel 10)  $\xi = 0,62 [-]$ .

## **31) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**

$\xi = 0 [-]$  určeno výše.

## **32) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení**

Stejně jako uzel 6)  $\xi = 0,38 [-]$ .

**33) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření**

Stejně jako uzel 7)  $\xi = 0,49 [-]$ .

**34) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**

$\xi = 0 [-]$  určeno výše.

**35) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení**

Stejně jako uzel 3)  $\xi = 0,35 [-]$ .

**36) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – rozšíření**

Stejně jako uzel 4)  $\xi = 0,4 [-]$ .

**37) součinitel tlakové ztráty pro kolmou rozbočku – bez změny směru proudu**

$\xi = 0 [-]$  určeno výše.

**38) součinitel tlakové ztráty pro náhlou změnu průřezu – zúžení**

$\xi [-]$  se určí dle obrázku 12.6.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 0,661^2}{4}} = \frac{0,755}{0,755} = 0,455 [-]$$

$S_1 [m^2]$  je plocha vertikálního průřezu vstupní/výstupní komory.

$S_2 [m^2]$  je plocha potrubí vypočtená z vnitřního průměru potrubí.

V obrázku 12.6 odečteno pro vypočtenou hodnotu z křivky 2  $\xi = 0,3 [-]$ .

**Určení místních tlakových ztrát**

Místní tlaková ztráta se vypočte dle vzorce (12.7):

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{w_c^2}{2} \cdot \rho [Pa]$$

Dosazované hodnoty a výsledky výpočtu podle vzorce 12.7 jsou uvedeny v tabulce 12.4.

Tab. 12.4 Vypočtené místní tlakové ztráty

Výpočtový uzel	Součinitel tlakové ztráty $\xi [-]$	Rychlost proudění $w [m \cdot s^{-1}]$	Hustota páry v daném uzlu $\rho [kg \cdot m^{-3}]$	Vypočtená místní tlak. ztráta $\Delta p_m [Pa]$
1	0,32	22	7,098	549
2	0	-	-	0
3	0,35	18	7,098	402
4	0,4	18	7,098	459
5	0	-	-	0
6	0,38	16	7,098	345
7	0,49	16	7,098	445
8	0	-	-	0
9	0,42	22	7,098	721
10	0,62	22	7,098	1064
11	0	-	-	0
12	0,45	22	7,098	772
13	0,7	22	7,098	1202
14	0	-	-	0
15	0,48	22	7,098	824
16	0,86	22	7,098	1477
17	0	-	-	0
18	0,5	15	7,098	399
20	0,0525	15	6,008	35
21	1	15	5,275	593
22	0	-	-	0
23	0,48	30	5,275	1139
24	0,86	30	5,275	2041
25	0	-	-	0
26	0,45	30	5,275	1068
27	0,7	30	5,275	1661
28	0	-	-	0
29	0,42	30	5,275	996
30	0,62	30	5,275	1471
31	0	-	-	0
32	0,38	29	5,275	842
33	0,49	29	5,275	1086
34	0	-	-	0
35	0,35	30	5,275	830
36	0,4	30	5,275	949
37	0	-	-	0
38	0,3	30	5,275	7125
Součet všech místních tlakových ztrát $\sum \Delta p_m [Pa]$				22095

Součet všech místních tlakových ztrát je  $\sum \Delta p_m = 22095$  [Pa].

### 12.3.3 Určení tlakových ztrát třením

#### 19) tlaková ztráta třením střední trubky

Potřebné hodnoty pro výpočet jsou stejné jako v kapitole 6.2.2.

Pro určení součinitele tření pro turbulentní proudění lze užít vzorec (12.5):

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{d_e}{k}\right)^2} [-]$$

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{0,021}{0,00007}\right)^2} [-]$$

$$\lambda = 0,026925299 [-]$$

Tlaková ztráta třením trubky dle vzorce (12.6)

Zaokrouhlená délka střední trubky  $L = 5$  [m]

$$\Delta p_{tr} = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_c^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{tr} = 0,026925299 \cdot \frac{5}{0,021} \cdot \frac{15^2}{2} \cdot 6,008 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{tr} = 4333 \text{ [Pa]}$$

Celková tlaková ztráta těles mezipřehříváků páry je součet tlakových ztrát třením a tlakových ztrát místních:

$$\Delta p_{MP} = \sum \Delta p_m + \Delta p_{tr} \text{ [Pa]} \quad (12.13)$$

$$\Delta p_{MP} = 22095 + 4333 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{MP} = 26428 \text{ [Pa]}$$



## 12.4 Celková tlaková ztráta na straně mezipřehřívané páry

Celková tlaková ztráta se skládá ze ztráty přívodního a odvodního parovodu do mezipřehříváku a ze ztráty samotných spojených mezipřehříváků:

$$\Delta p_{\text{celkov} \acute{a}} = \Delta p_{\text{out,C}} + \Delta p_{\text{in,C}} + \Delta p_{\text{MP}} \text{ [Pa]} \quad (12.14)$$

$$\Delta p_{\text{celkov} \acute{a}} = 5604 + 3718 + 26428 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{\text{celkov} \acute{a}} = 35752 \text{ [Pa]}$$

Oproti tlakové ztrátě, která byla předpokládána v kapitole 6.1 ( $\Delta p_{\text{celkov} \acute{a}} \doteq 2 \text{ [\%]} = 0,02 \cdot 14 = 0,28 \text{ [bar]} = 28000 \text{ [Pa]}$ ) je skutečná tlaková ztráta  $\Delta p_{\text{celkov} \acute{a}} = 35752 \text{ [Pa]} = 0,35752 \text{ [bar]} = 2,55 \text{ [\%]}$ .

## 13. Porovnání čistých elektrických výkonů obou variant

Elektrický výkon NT turbíny s použitím navrhnutého mezipřehříváku (umístěného pod střechou) bude porovnán s elektrickým výkonem NT turbíny s umístěním mezipřehříváku podle koncepce společnosti AEB[8], kdy je mezipřehřívák u turbíny a je potřeba pomocí čerpadel vracet do parního bubnu kondenzát topné syté páry.

Použité vzorce pro výpočty výkonu čerpadel a turbín jsou v literatuře [26].

### 13.1 Elektrický výkon NT turbíny u koncepce společnosti AEB

Mezipřehřívák páry je umístěn v bezprostřední blízkosti turbíny, nevznikají tím tak tlakové ztráty vedením páry do mezipřehříváku (ve výpočtu jsou zanedbány). Tlaková ztráta mezipřehříváné páry průchodem mezipřehřívákem se uvažuje stejná i pro druhou variantu, navzájem se tedy vyruší (zůstává tak tlak 14 bar). Kvůli umístění mezipřehříváku u turbíny je potřeba dopravovat vzniklý kondenzát topné páry zpět do bubnu kondenzátními čerpadly.

#### Určení příkonu čerpadla dopravujícího kondenzát zpět do parního bubnu

Podle koncepce firmy AEB [8] musí být kvůli vysokému tlaku použito speciální čerpadlo bez ucpávek. Vzhledem k vysoké teplotě musí být rovněž vodou chlazené. Každý mezipřehřívák (AEB používá dva mezipřehříváky) má pouze jedno zpáteční čerpadlo kondenzátu bez redundance.

Maximální tlak čerpadla kondenzátu (rozdíl tlaku mezi sáním a výtlakem) který je potřeba v uvedené spalovně je zjištěn z literatury [8] a je:

$$\Delta p = 7 \text{ [bar]} = 700\,000 \text{ [Pa]}$$

Hustota čerpaného kondenzátu byla již určena v kapitole 7.1 a je:

$$\rho = 612,4 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}] \cdot$$

Hmotnostní průtok kondenzátu, který je potřeba odvádět, je stejný jako pro navržený mezipřehřívák páry (pro jeden kotel) a je:

$$\dot{m}_H = 7,729 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Výkon lopatkových strojů se vypočte dle vzorce:

$$P_{\text{č}} = \rho \cdot \dot{V}_H \cdot Y = \dot{m}_H \cdot Y \text{ [W]} \quad (13.1)$$

Kde:

$\dot{m}_H \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$  je hmotnostní průtok,

$\dot{V}_H \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$  je objemový průtok,

$Y \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}]$  je specifická energie čerpadla.

Specifická energie čerpadla se vypočte:

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (13.2)$$

Předešlé rovnice lze upravit na tvary:

$$P_{\text{č}} = \rho \cdot \dot{V}_H \cdot \frac{\Delta p}{\rho} \text{ [W]}$$

$$P_{\text{č}} = \dot{V}_H \cdot \Delta p \text{ [W]}$$

$$P_{\text{č}} = \frac{\dot{m}_H}{\rho} \cdot \Delta p \text{ [W]} \quad (13.3)$$

Dosazením do rovnice (13.3) se vypočte potřebný výkon jednoho kondenzátního čerpadla:

$$P_{\text{č}} = \frac{\dot{m}_H}{\rho} \cdot \Delta p \text{ [W]}$$

$$P_{\text{č}} = \frac{7,729}{612,4} \cdot 700000 \text{ [W]}$$

$$P_{\text{č}} = 8835 \text{ [W]}$$

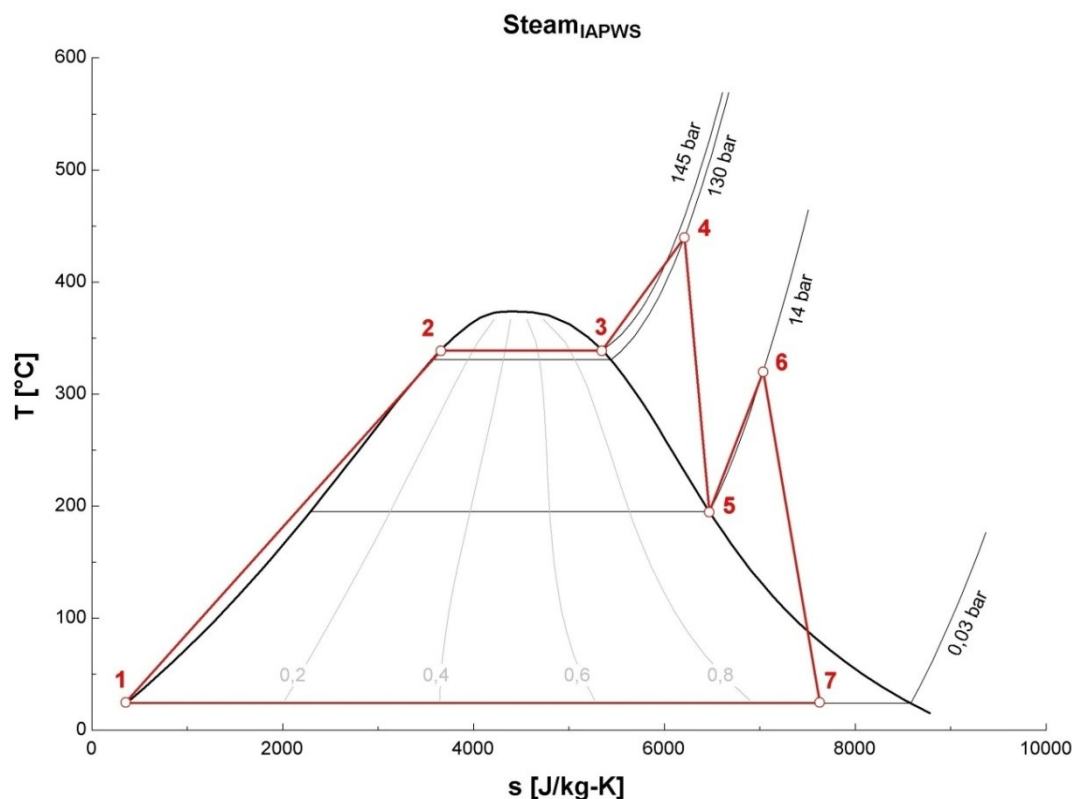
Příkon jednoho čerpadla kondenzátu se určí z výkonu a celkové účinnosti čerpadla  $\eta [-]$ , (její hodnota byla zvolena  $\eta_c = 0,79 [-]$ ):

$$P_{1\text{č}} = \frac{P_{\text{č}}}{\eta_c} \text{ [W]} \quad (13.4)$$

$$P_{1\text{č}} = \frac{8835}{0,79} \text{ [W]}$$

$$P_{1\text{č}} = 11044 \text{ [W]}$$

Z dat uvedených v obrázku 13.1, na kterém je parní cyklus spalovny Waste Fired Power společnosti AEB, a v literatuře [8] byl v programu EES vykreslen zjednodušený R – C cyklus, viz obrázek 13.1.



Obr 13.1. R-C cyklus spalovny Waste Fired Power společnosti AEB.

Elektrický výkon turbíny lze vypočíst dle rovnice:

$$P_t = \dot{m}_c \cdot (i_6 - i_7) \cdot \eta_{tdi} \cdot \eta_{mel} \quad [W] \quad (13.4)$$

Kde:

$\dot{m}_c [kg \cdot s^{-1}]$  je hmotností průtok páry turbínou,

$\eta_{td} [-]$  je termodynamická účinnost parní turbíny; zvoleno  $\eta_{tdi} = 0,85[-]$ ,

$\eta_{mel} [-]$  je mechanická účinnost turbíny a elektrického generátoru; zvoleno  $\eta_{mel} = 0,9[-]$ .

$i_6 [J \cdot kg^{-1}]$  je entalpie před vstupem do NT turbíny je určena pro teplotu 320°C a tlak 14 bar. v programu EES;  $i_6 = 3084862 [J \cdot kg^{-1}]$ ,

$i_7 [J \cdot kg^{-1}]$  je entalpie za NT turbínou je určena v programu EES pro tlak 0,03 bar a suchost páry 0,8841;  $i_7 = 2261605 [J \cdot kg^{-1}]$ .

Dosazením do rovnice (13.5) se získá elektrický výkon NT parní turbíny.

$$P_t = \dot{m}_c \cdot (i_6 - i_7) \cdot \eta_{tdi} \cdot \eta_{mel} \quad [W]$$

$$P_t = 54 \cdot (3084862 - 2261605) \cdot 0,85 \cdot 0,9 \quad [W]$$

$$P_t = 34008747 \quad [W]$$

Celkový čistý výkon NT turbíny při odečtení příkonů 2 kondenzátních čerpadel

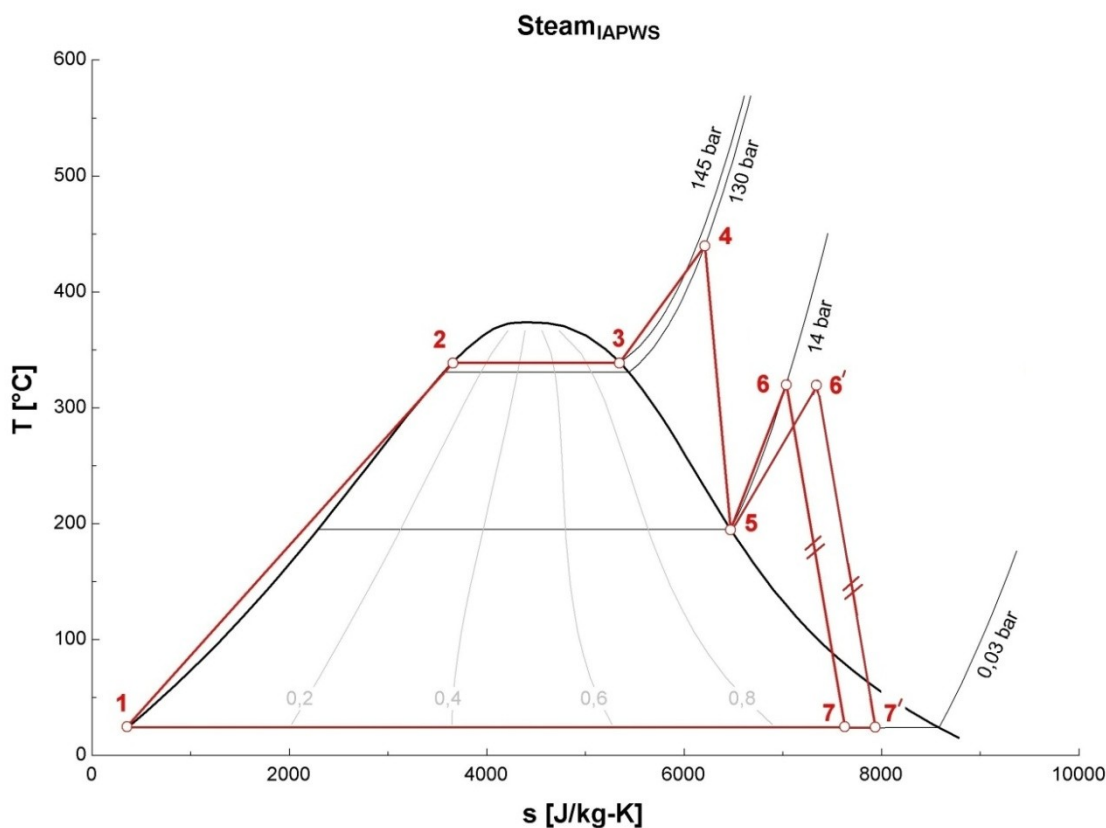
$$P = P_t - 2 \cdot P_{1\bar{c}} \quad [W] \quad (13.5)$$

$$P = 34008747 - 2 \cdot 11044 \quad [W]$$

$$P = 33986660 \quad [W] = 33,986660 \quad [MW]$$

### 13.2 Elektrický výkon NT turbíny při použití navrženého mezipřehříváku páry

Výpočet bude stejný jako v předchozím případě, ale tlak v bodě 6 musí být snížen o tlakové ztráty vzniklé vedením mezipřehřívané páry z navrženého mezipřehříváku a do navrženého mezipřehříváku. Bod 6 se přesune do bodu 6'. Tlaková ztráta páry průchodem samotným mezipřehřívákem se může zanedbat, neboť i v koncepci společnosti AEB musí pára procházet přes mezipřehřívák. Rozdíly v tlakových ztrátách na straně mezipřehřívané páry samotných mezipřehříváků nelze pro nedostatek informací porovnat. Pro zjednodušení jsou tedy uvažovány stejné. Z důvodu výše zmíněného poklesu tlaku v bodě 6, respektive 6' (z titulu tlakové ztráty spojovacího potrubí turbína – mezipřehřívák), se na výstupu z NT turbíny změní i bod 7 na 7'. To změní suchost a entalpii páry 7' oproti 7. R-C cyklus s vyznačenými změnami body 6' a 7' je na obrázku 13.3 (změna v důsledku tlakové ztráty by v R-C cyklu nebyla vidět, proto není obrázek v měřítku).



Obr 13.3. R-C cyklus s vyznačenou tlakovou ztrátou

Elektrický výkon turbíny lze vypočítat dle rovnice (13.5):

$$P_t = \dot{m}_c \cdot (i_{6'} - i_{7'}) \cdot \eta_{tdi} \cdot \eta_{mel} \text{ [W]}$$

Kde:

$\dot{m}_c$  [kg · s<sup>-1</sup>] je hmotností průtok páry turbínou,

$\eta_{tdi}$  [–] je termodynamická účinnost parní turbíny; zvoleno  $\eta_{tdi} = 0,85$  [–],

$\eta_{mel}$  [–] je mechanická účinnost turbíny a elektrického generátoru; zvoleno  $\eta_{mel} = 0,9$  [–]

### Určení entalpie $i_{6'}$ [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$i_{6'}$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] je entalpie před vstupem do NT turbíny je určena pomocí programu EES pro teplotu  $320^\circ\text{C}$  a tlak  $p_{C'}$  (je to  $p_C$  snížený o tlakové ztráty vzniklé prouděním páry v potrubí  $\Delta p_{\text{out},C}$  (vypočtený v kapitole 12.1) a  $\Delta p_{\text{in},C}$  (vypočtený v kapitole 12.2)):

$$p_{C'} = p_C - \Delta p_{\text{out},C} - \Delta p_{\text{in},C} \quad [\text{Pa}] \quad (13.6)$$

$$p_{C'} = 1400000 - 5605 - 3719 \quad [\text{Pa}]$$

$$p_{C'} = 1390677 \quad [\text{Pa}] = 13,90677 \quad [\text{bar}]$$

Entalpie pak je  $i_{6'} = 3085087 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

### Určení suchosti páry pro určení $i_{7'}$ [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

Protože body 6 a 6' mají stejnou teplotu ( $320^\circ\text{C}$ ), lze pro určení suchosti v bodě 7' použít rozdíl entropií  $s_{6'}$  a  $s_6$  tak, že se tento rozdíl přičte k entropii  $s_7$ , čímž se určí entropie  $s_{7'}$ :

$$s_{7'} = s_7 + (s_{6'} - s_6) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (13.6)$$

$$s_{7'} = 7624 + (7034 - 7031) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$s_{7'} = 7627 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Ze znalosti tlaku v bodě 7', což je 0,03 bar, a při známé  $s_{7'}$  se získá pomocí programu EES suchost páry v bodě 7'.  $x = 0,8845$  [–].

Pro tuto suchost a tlak páry 0,03 bar je pomocí programu EES určena entalpie páry  $i_{7'} = 2262606 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$ .

$i_7$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] je entalpie za NT turbínou je určena pro tlak 0,03 bar a suchost páry 0,8841.

Dosazením do rovnice (13.5) se získá elektrický výkon NT parní turbíny:

$$P_t = \dot{m}_c \cdot (i_{6'} - i_{7'}) \cdot \eta_{\text{tdi}} \cdot \eta_{\text{mel}} \quad [\text{W}]$$

$$P_t = 54 \cdot (3085087 - 2262606) \cdot 0,85 \cdot 0,9 \quad [\text{W}]$$

$$P_t = 33976690 \quad [\text{W}] = 33,976690 \quad [\text{MW}] = P$$

### 13.3 Porovnání elektrických výkonů jednotlivých variant

Dvě varianty umístění mezipřehříváku:

- 1) Navrhované řešení – umístění v úrovni nad parním bubnem, kdy se kondenzát vrací do bubnu samospádem (z titulu tlakové ztráty vedením mezipřehřívané páry se vyrobí méně elektrické energie).
- 2) Koncepce společnosti AEB – umístění v blízkosti turbíny, kde je potřeba dopravovat kondenzát čerpadly zpět do parního bubnu (není tedy tlaková ztráta vedením mezipřehřívané páry, ale je zvýšená vlastní spotřeba elektrické energie čerpadly).

U koncepce společnosti AEB 2) je čistý elektrický výkon NT turbíny s odečtením spotřeby čerpadel 33 986 660 W, kdežto elektrický výkon při variantě navrhovaného umístění mezipřehříváku 1) je 33 976 690 W. Výhodnější je tedy varianta umístění 2), která má elektrický výkon na NT turbíně o 9 970 W vyšší než elektrický výkon při navrhované variantě 1). Tento rozdíl na NT turbíně činí 0,03 % elektrického výkonu.

Aby navrhovaná varianta 1) umístění mezipřehříváku (pod střechou) byla výhodnější než varianta 2) s čerpadly, musí být tlaková ztráta na mezipřehřívané páře způsobená vedením do mezipřehříváku a z mezipřehříváku maximálně  $6\,426\text{ Pa} = 0,06426\text{ bar}$ , což je přibližně 0,46 % z tlaku mezipřehřívané páry.

Tlaková ztráta vedením páry by musela klesnout z  $9\,323\text{ Pa}$  na  $6\,426\text{ Pa}$ , bylo by tedy potřeba dosáhnout snížení tlakové ztráty vedením páry o 31 %, aby se umístění 1) vyrovnalo řešení s odvodem kondenzátu čerpadly 2). Tyto hodnoty jsou pro získání představy o výhodnosti jednotlivých alternativ dostačující, záleží ale především na použitých kondenzátních čerpadlech a způsobu vedení potrubí páry.

Pokud se ve srovnání použijí čerpadla s jinou účinností, popřípadě se změní trasa vedení páry (především jejím zkrácením), je možné sblížit elektrické výkony obou variant. V těchto případech budou hrát větší roli investiční náklady (kondenzátní čerpadla versus parní potrubí), které v této práci nelze pro nedostatek podkladů zodpovědně posoudit. Investičně bude patrně výhodnější provedení 2) s čerpadly, které je jednodušší.

Nevýhodou je údržba, výhodou jsou malé rozměry potrubí pro návrat kondenzátu. U varianty 1) je výhodou bezúdržbový provoz, nevýhodou jsou velké rozměry, délky potrubí a potřeba zpevnění konstrukce, kde bude umístěn mezipřehřívák páry.

## 14. Závěr

Ve Waste Fired Power Plant Amsterodam jsou dva parní kotle připojeny k jedné parní kondenzační turbíně s mezipřehřívákem páry. Jedná se o největší elektrárnu se spalováním komunálního odpadu, parametry na vstupu do turbíny jsou: množství páry  $194,4 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ , tlak páry 130 bar a teplota páry  $440 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Nízkotlaká pára o parametrech 14 bar a  $195 \text{ }^{\circ}\text{C}$  se ohřívá na teplotu  $320 \text{ }^{\circ}\text{C}$  kondenzačním teplem syté páry z bubnu obou kotlů.

Mezipřehřívák páry je umístěn bezprostředně u parní turbíny, kondenzát vysokotlaké páry se do bubnu každého z kotlů vrací kondenzátním čerpadlem.

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout mezipřehřívák páry o stejných parametrech umístěný nad bubny obou kotlů, takže kondenzát se do bubnů vrací samospádem, mezipřehřívák nemá kondenzátní čerpadla.

Byl proto navržen mezipřehřívák nové koncepce, který splňuje podmínky pro požadované umístění včetně požadavku na regulaci teploty mezipřehřívané páry – byla zvolena koncepce umožňující regulaci změnou velikosti teplosměnné plochy, resp. změnou výšky hladiny kondenzátu.

K novému provedení mezipřehříváku byla navržena trasa spojovacího potrubí přehřívané páry (mezi mezipřehřívákem a parní turbínou) a byla spočítána tlaková ztráta tohoto provedení.

Porovnáním obou alternativ bylo zjištěno, že z energetického hlediska je výhodnější původní provedení s kondenzátními čerpadly, protože snížení výroby elektřiny z titulu tlakové ztráty nového mezipřehříváku je větší než vlastní spotřeba elektřiny u kondenzátních čerpadel.

Zatímco vlastní spotřeba kondenzátních čerpadel je cca 22 kW, zvětšením tlakové ztráty nového mezipřehříváku o 9 323 Pa se sníží výroba elektřiny o cca 32 kW.

Aby alternativa bez kondenzátních čerpadel byla energeticky výhodnější, celková tlaková ztráta mezipřehříváku musí být menší než 6 426 Pa, což je 0,46 % ze vstupního tlaku do systému mezipřehříváku.

Nebylo provedeno porovnání pořizovacích nákladů u jednotlivých variant – náklady na kondenzátní čerpadla a spojovací parní potrubí a potrubí kondenzátu na jedné straně a náklady na spojovací parní potrubí mezi turbínou a mezipřehřívákem u nového provedení na straně druhé.

Při porovnání obou provedení se musí zohlednit i provozní náklady související s provozem kondenzátních čerpadel jako je chlazení, údržba, atd. V případě, kdy by se vzniklým kondenzátem ohřívala například napájecí voda a nemusel se tak dopravovat až zpět do parního bubnu, by bylo možné uspořit energii na čerpadle. V případě umístění mezipřehříváku nad bubny je výhodou jednoduchost tohoto řešení. Zmenšit rozdíl vyrobené energie je možné snížením tlakové ztráty potrubí mezipřehříváku např. změnou



rychlosti proudění páry nebo změnou trasy potrubí. Zajímavé by bylo posouzení s ohledem na životnost obou provedení.

Navržený mezipřehřívák páry lze použít také tam, kde není vhodné použít klasické mezipřehřívání páry spaliny a dosáhnout tak zvýšení účinnosti výroby elektrické energie při spalování komunálních odpadů. Mezipřehřívák je navržen pro konkrétní spalovnu KO, ale díky zvolené koncepci lze přidáváním nebo odebráním jednotlivých dílů měnit tepelný výkon mezipřehříváků. Tak lze bez složitých změn mezipřehřívák využít pro jinou spalovnu nebo také jiné zařízení, kde není vhodné mezipřehřívání páry spaliny, a to ať kvůli obsahu chlóru ve spaliny nebo z jiných důvodů.

V současnosti lze v oblasti energetického využívání odpadu pozorovat trend zvýšeného zájmu o zvyšování účinnosti výroby elektřiny nad 20 %, které ale vyžaduje nákladná opatření. K tomuto vývoji přispívá i diplomová práce, která může dát hrubý odhad, jak investičně náročné by mohlo být zařazení mezipřehřívání páry do technologie spalovny odpadu - to v této práci nelze pro nedostatek podkladů zodpovědně posoudit. Vzhledem k tomu, že práce obsahuje vždy více variant spolu s výběrem a odůvodnění zvoleného řešení, může sloužit jako podklad pro rozvíjení daného řešení (koncepce) v praxi.

## 15. Seznam použité literatury

- [1] *Waste Fired Power Plant, The new standard for recovery of sustainable energy, metals and building materials from urban waste. City of Amsterdam, waste and Energy Company.* [online]. [cit. 2012-01-15]. Dostupné z: <[http://www.aebamsterdam.com/Libraries/Downloads\\_Brochures/Value\\_from\\_waste.sflb.aspx](http://www.aebamsterdam.com/Libraries/Downloads_Brochures/Value_from_waste.sflb.aspx)>
- [2] *Směrnice evropského parlamentu a rady (ES) č. 98/2008 ze dne 19. listopadu 2008 o odpadech a o zrušení některých směrnic příloha II* [online]. [cit. 2012-01-10] Dostupné z: <<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2008:312:0003:01:cs:HTML>>
- [3] *Plán odpadového hospodářství ČR Závazná část* [online]. [cit. 2012-01-15]. Dostupné z: <[http://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/plan\\_odpadoveho\\_hospodarstvi/\\$FILE/oodp-POH\\_CR\\_kompletni\\_dokument\\_.pdf](http://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/plan_odpadoveho_hospodarstvi/$FILE/oodp-POH_CR_kompletni_dokument_.pdf)>.
- [4] JUCHELKOVÁ, D.. *Odpady, vedlejší produkty a nakládání s nimi*, Ostrava 2005, ISBN 80-248-0753-X
- [5] *Spalování* [online]. [cit. 2012-03-03]. Dostupné z: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Spalov%C3%A1n%C3%AD>>
- [6] JUCHELKOVÁ, D.. *Likvidace a využití odpadů*, Ostrava 2000, ISBN 80-7078-747-3
- [7] OBROUČKA, K.. *Termické zneškodňování odpadů*, Ostrava 1997, ISBN 80-7078-505-5
- [8] ŠEVELOVÁ, K., STÁREK, K., BERKA, I., HEROSCH, J., SALVET, P.. *Parní kotle (návod do cvičení)*. VŠB – Technická univerzita Ostrava. Ostrava 2007.
- [9] VILIMEC, L.. *Stavba kotlů I*, Ostrava 2002, ISBN 80-248-0076-4
- [10] *Prezentace CNIM, Pokrok v technologiích získávání energie z odpadů*. Ostrava 15.1.2004
- [11] *Schéma zařízení na energetické využití odpadu Malešice* [online]. [cit. 2012-01-22]. Dostupné z: <<http://psas.cz/windows13.ignum.cz/prezentaceZevo.cfm>>
- [12] VILIMEC, L.. *Stavba kotlů II*, Ostrava 1999, ISBN 80-7078-681-7
- [13] VILIMEC, L., PIETROSZ, T., STÁREK, K.. *Účinnost transformace primární energie komunálních odpadů při výrobě elektřiny a možnosti jejího zvýšení.*, Grantový úkol 2A-3TP1/087 MPO.
- [14] KRBEK, J.: *Tepelné turbíny jaderných centrál*. VUT Brno, 1988. 252 s
- [15] KADLEC, Z.. *Termomechanika.- návody do cvičení*. Ostrava 2008, ISBN 978 - 80 - 248 - 1736 – 1. 97s.

- [16] MADSEN, O.. *Nová koncepce zlepšující elektrickou účinnost v elektrárnách spalující odpad*. Babcock & Wilcox Vølund A/S, Odinsvej 19, DK-2600 Glostrup Dánsko [online]. Dostupné z: <[http://www.volund.dk/news\\_library/library/conference\\_papers\\_and\\_presentations](http://www.volund.dk/news_library/library/conference_papers_and_presentations)>
- [17] DLOUHÝ, T.. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Praha 2002, ISBN 80-01-02591-8. 212 s.
- [18] OBOROVÁ NORMA. ON 07 0417
- [19] BUDAJ, F.. *Parní kotel, podklady pro tepelný výpočet*. Brno 1992, ISBN 80-7204-222-X. 200 s.
- [20] CIKHART, J.. *Základy metodiky výpočtu výměníků tepla*. Praha ČVTS, 1975. 60 s. SIP-41285/03094
- [21] *Sdílení tepla prouděním* [online]. Dostupné z: <<http://www.vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.text.k16.sdileni.tepla.pdf>>
- [22] HEWITT, G. F., SHIRES, G. L., BOTT T. R.. *Process Heat Transfer*. Begell House Publishers (January 1994) ISBN-13: 978-1567001495. 1042s.
- [23] HOLEČEK, O., ŠNIT, D.. *Sdílení tepla* [online]. Dostupné z: <<http://www.vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.ulohy.k11.sdileni.tepla.pdf>>
- [24] KUTATELADZE, S.S., BORISANSKIJ, V.M.. *Příručka sdílení tepla*. Praha, SNTL 1962. 527s.
- [25] ČERNÝ, V., JANEBA, B., TEYSSLER, J.. *Parní kotle*. TECHNICKÝ PRŮVODCE 32. Praha 1983. SNTL. 864 s.
- [26] ŠROFFEK, E., KOLAT, P., KAMINSKY, J.. *Čerpadie a vzduchotechnické zariadenia*. Bratislava 1991. ISBN 80-05-00704-3. 320 s.

## **16. Seznam příloh**

**Příloha A:** Výkres JAN931-DP-01

**Příloha B:** Výkres JAN931-DP-01.01